

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

JÉSSICA MARTHA NUNES

CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO E FLUIDODINÂMICO DE DISSIPADORES DE CALOR MICROALETADOS DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA

Ilha Solteira
2023

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JÉSSICA MARTHA NUNES

**CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO
E FLUIDODINÂMICO DE DISSIPADORES DE CALOR MICROALE-
TADOS DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA**

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Unesp como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutora, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” (PPGEM-FEIS-UNESP). Área de Conhecimento: Ciências Térmicas

Prof.^a Dr.^a Elaine Maria Cardoso
Orientadora

Prof. Dr. Jeferson Diehl de Oliveira
Coorientador

FICHA CATALOGRÁFICA
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

Nunes, Jéssica Martha.
N972c Caracterização experimental do desempenho térmico e fluidodinâmico de dissipadores de calor microaletados durante a ebulição convectiva / Jéssica Martha Nunes. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2023
220 f. : il.

Tese (doutorado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2023

Orientador: Elaine Maria Cardoso
Co-orientador: Jeferson Diehl de Oliveira
Inclui bibliografia

1. Ebulição convectiva. 2. Microaletas. 3. Transferência de calor. 4. Perda de pressão. 5. Hfe-7100.


Amanda Sertori dos Santos
Bibliotecária - CRB/8-9061
Seção Técnica de Referência, Atendimento ao
Usuário e Documentação
Diretoria Técnica de Biblioteca e Documentação

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA TESE: CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO E FLUIDODINÂMICO DE DISSIPADORES DE CALOR MICROALETADOS DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA

AUTORA: JESSICA MARTHA NUNES

ORIENTADORA: ELAINE MARIA CARDOSO

COORIENTADOR: JEFERSON DIEHL DE OLIVEIRA

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

A handwritten signature in blue ink, belonging to Prof. Dr. Jeferson Diehl de Oliveira, is positioned above his name and affiliation.

Prof. Dr. JEFERSON DIEHL DE OLIVEIRA (Participação Virtual)
Centro Universitario da Serra Gaucha

Prof. Dr. JOAO BATISTA CAMPOS SILVA (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Prof. Dr. EDEMAR MORSCH FILHO (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Aeronáutica / Faculdade de Engenharia (Câmpus de São João da Boa Vista) - UNESP

Profa. Dra. JACQUELINE BIANCON COPETTI (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Prof. Dr. THIAGO ANTONINI ALVES (Participação Virtual)
Departamento Acadêmico de Mecânica / Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR

Ilha Solteira, 28 de abril de 2023

AGRADECIMENTOS

Este trabalho é dedicado a todos que me apoiaram na desafiadora jornada do Doutorado. Sem seu apoio, não estaria aqui, finalizando essa longa estrada. Agradeço a Deus, pela graça da vida. Agradeço minha família, pelo apoio e carinho nos momentos difíceis, e por sempre demonstrarem enorme orgulho mesmo das minhas pequenas conquistas. Agradeço minha orientadora, Prof.^a Dr.^a Elaine Maria Cardoso, por toda a paciência nesses quase sete anos de parceria, e por acreditar em mim, quando até eu mesma duvidava. Agradeço aos meus parceiros de laboratório, por toda ajuda nos testes, e pelas discussões enriquecedoras que, muitas vezes, me abriram novas perspectivas na realização deste trabalho. Agradeço aos meus amigos, pelos bons momentos de uma simples companhia, pelas gargalhadas mesmo em meio ao caos de prazos e pandemia, pelos chacoalhões quando necessário, e por cuidarem de mim quando precisei. O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001, e Fapesp, agradeço, assim, pelo auxílio financeiro, tanto pessoal, como para pesquisa. Agradeço também a Acade, por fornecer todas as conexões hidráulicas utilizadas na bancada experimental, pela presteza com que atendiam nossas demandas, e empatia que demonstraram para com as dificuldades enfrentadas pelos pesquisadores no Brasil. O Doutorado, para mim, foi uma experiência muito além da formação profissional e busca por conhecimento. Foi uma fase da minha vida em que consegui superar diversas dificuldades, e me tornei muito mais confiante de minha capacidade, pronta para os próximos desafios.

“Seja o maior fã das suas conquistas, só você sabe o quanto foi difícil. Tenha, acima de qualquer coisa, autoconfiança: perca a hora, perca os sapatos, perca o ônibus, mas não perca a esperança em si mesmo.”

(Autor desconhecido)

RESUMO

A demanda crescente de dispositivos eletrônicos de alta capacidade de processamento, com dimensões cada vez menores, vem exigindo da comunidade científica soluções para dissipar as altas taxas de calor geradas em tais dispositivos, garantindo sua integridade e funcionamento. Com isso, pesquisas envolvendo aplicações de mudança de fase em dissipadores de calor compactos, baseados em microcanais, e suas versões melhoradas, como micropilares, vêm ganhando espaço nos últimos anos, principalmente associados com o uso de fluidos de trabalho ecologicamente corretos. Neste contexto, o presente trabalho analisa o comportamento térmico e fluidodinâmico da ebulição convectiva usando HFE-7100 como fluido de trabalho, em um dissipador de calor baseado em microaletas quadradas, fabricadas por meio de microfresamento, sobre uma superfície de cobre eletrolítico. São propostos diferentes arranjos geométricos de microaletas (com alturas de 160 e 350 μm), alinhado e escalonado, testados em três velocidades mássicas diferentes (800, 1000 e 1200 $\text{kg/m}^2\text{s}$) e dois níveis de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador (10 e 20 $^{\circ}\text{C}$), em relação à temperatura de saturação à pressão de entrada do sistema. Assim, é realizada uma análise do desempenho térmico (por meio das curvas de ebulição e Coeficiente de Transferência de Calor, CTC) e fluidodinâmico (por meio da perda de pressão) do dissipador de calor durante a ebulição convectiva. Os resultados mostraram que as superfícies com arranjo escalonado apresentam melhor desempenho térmico em relação ao arranjo alinhado, mesmo sofrendo menor influência dos efeitos da mudança de fase sobre a troca térmica. Um menor subresfriamento do fluido na entrada do dissipador de calor, por sua vez, favorece o ganho no CTC devido aos efeitos dos mecanismos de transferência de calor da ebulição nucleada, principalmente para amostra com menor altura das microaletas (para baixos fluxos de calor) devido ao efeito de confinamento das bolhas de vapor; porém, observa-se o fenômeno de secagem da superfície em fluxos de calor bem mais baixos, quando comparados ao maior subresfriamento. Por fim, quanto aos aspectos fluidodinâmicos, a presença de vapor sobre a superfície faz a queda de pressão aumentar exponencialmente na região bifásica, sendo mais significativo para a superfície com menor altura de microaleta; observa-se que o arranjo escalonado favorece uma transição mais gradual para o regime bifásico, suavizando a queda de pressão, efeito esse caracterizado pela maior estabilidade fluidodinâmica neste arranjo de microaletas.

Palavras-chave: ebulição convectiva; microaletas; transferência de calor; perda de pressão; HFE-7100.

ABSTRACT

The growing demand for electronic devices with high processing capacity and increasingly smaller dimensions has been demanding solutions from the scientific community to dissipate the high heat rates generated in such devices, ensuring their integrity and functioning. Thus, research involving applications with phase change in compact heat sinks based on microchannels and improved versions, such as micro pin-fins, have gained visibility in recent years, mainly associated with using “environmentally friendly” working fluids. In this context, the present work analyzes the thermal and hydrodynamic behavior of convective boiling using HFE-7100 as working fluid in a heat sink based on square micro pin-fins fabricated by micro-milling on an electrolytic copper surface. Different micro pin-fins arrays are proposed (with heights of 160 and 350 μm), aligned and staggered arrays, tested at different mass velocities (800, 1000 and 1200 $\text{kg/m}^2\text{s}$), and two levels of fluid subcooling at the heat sink inlet (10 and 20 $^{\circ}\text{C}$). Thus, the thermal performance (through the boiling curves and Heat Transfer Coefficient, HTC) and fluid dynamic (through pressure drop) of the heat sink during convective boiling is analyzed. The results showed that the surfaces with staggered arrays present better thermal performance than the aligned arrays, even with less influence of the phase change effects on the heat exchange. A lower subcooling of the fluid at the heat sink inlet, in turn, favors the CTC due to the effects of the heat transfer mechanisms of nucleated boiling, especially for samples with lower micro pin-fin heights due to the vapor bubble confinement effect; however, the dryout phenomenon is observed at lower heat fluxes values. Finally, regarding the fluid dynamic aspects, the presence of vapor on the surface causes an increase in the pressure drop, being more significant for the surface with the lowest micro pin-fin height; it is observed that the staggering array favors a more gradual transition to the two-phase flow regime, smoothing the pressure drop, an effect characterized by higher fluid dynamic stability in this micro pin-fins array.

Keywords: convective boiling; micro pin-fins; heat transfer; pressure drop; HFE-7100.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Padrões de escoamento bifásico no interior de um duto circular horizontal.	29
Figura 2 - Padrões de escoamento em microcanais para R134a e $D = 400 \mu\text{m}$	31
Figura 3 - Esquema dos multimicrocanais com seção transversal divergente.	38
Figura 4 - Exemplo de microcanais segmentados (aletados).	39
Figura 5 - Diferentes seções transversais que podem ser empregadas em dissipadores de calor microaletados.	40
Figura 6 - Arranjos alinhados e escalonados das microaletas.	40
Figura 7 - Desenho esquemático e MEVs dos microcanais reentrantes interconectados com microaletas de Deng et al. (2019). (a) Diagrama 3D; (b) Imagem MEV da seção transversal; (c) Imagem MEV da vista superior. Todas as unidades de medida na figura são em mm.	41
Figura 8 - Imagem MEV das microaletas com abertura de $15 \mu\text{m}$ (C-60-15), em arranjo escalonado.	42
Figura 9 - Geometrias das superfícies microaletadas testadas por Ma et al. (2022).	43
Figura 10 - Esquema ilustrativo das geometrias das microaletas testadas por Ateş et al. (2023).	44
Figura 11 - Imagem da bancada experimental.	47
Figura 12 - Diagrama esquemático da bancada experimental.	49
Figura 13 - Reservatório do fluido de trabalho.	50
Figura 14 - Bomba de engrenagem acoplada ao motor de passo.	50
Figura 15 - Medidor de vazão mássica montado no suporte de base.	51
Figura 16 - Pré-aquecedor instalado na linha principal.	51
Figura 17 - Seção de testes instalada no circuito principal, junto com os instrumentos de medição utilizados.	52
Figura 18 - Condensador instalado no circuito principal.	52
Figura 19 - Linha <i>by-pass</i> com filtro secador e válvulas tipo esfera instalados.	53
Figura 20 - Projeto da seção de testes do dissipador de calor microaletado.	55
Figura 21 - Montagem do dissipador de calor microaletado fabricado.	56
Figura 22 - Esquema da base de cobre onde foram fabricadas as superfícies microaletadas.	57
Figura 23 - Arranjos construtivos das microaletas sobre a superfície de testes.	57
Figura 24 - MEV com ampliação 500x para conferência de medidas finais.	59
Figura 25 - Medição dos parâmetros geométricos ST e SL, nas amostras testadas.	59
Figura 26 - Esquema do aparato experimental utilizado para medição do ângulo de contato.	60

Figura 27 - Exemplo da análise de molhabilidade.	61
Figura 28 - Esquema do aparato experimental utilizado nos testes de capilaridade.	61
Figura 29 - Ensaios de capilaridade das superfícies de testes fabricadas.	62
Figura 30 - Esquema do arranjo utilizado para a calibração dos termopares.	63
Figura 31 - Desenho esquemático das distâncias entre os termopares e a superfície microaletada.	68
Figura 32 - Exemplo de perfil de temperatura linear utilizado para determinar a temperatura da superfície de aquecimento.	68
Figura 33 - Imagem ilustrativa das variáveis envolvidas nos cálculos da temperatura da superfície usando a Lei de Fourier.	69
Figura 34 - Porcentagem de calor perdido ao ambiente para cada amostra (regime monofásico).	76
Figura 35 - Comparação entre a perda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S1. (a) 3 W, (b) 6 W e (c) 9 W.	78
Figura 36 - Desenho esquemático da superfície microaletada testada por Qu e Siu-Ho (2008).	79
Figura 37 - Comparação entre a perda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S2. (a) 6 W, (b) 9 W e (c) 12 W.	81
Figura 38 - Ilustração da geometria de microaletas tipo diamante.	81
Figura 39 - Comparação entre a perda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S3. (a) 9 W, (b) 12 W e (c) 15 W.	82
Figura 40 - Comparação entre a perda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S4, com $Q \approx 9$ W.	83
Figura 41 - Comparação do desempenho fluidodinâmico entre amostras para testes em escoamento monofásico ($Q = 9W$).	84
Figura 42 - Número de Nusselt experimental comparado com os preditos por diferentes correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S1. (a) 3 W, (b) 6 W e (c) 9 W.	86

Figura 43 - Número de Nusselt experimental comparado com os preditos por diferentes correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S2. (a) 6 W, (b) 9 W e (c) 12 W.	87
Figura 44 - Número de Nusselt experimental comparado com os preditos por diferentes correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S3. (a) 9 W, (b) 12 W e (c) 15 W.	88
Figura 45 - Número de Nusselt experimental comparado com os preditos por diferentes correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S4, com $Q \approx 9$ W.	89
Figura 46 - Comparação do desempenho térmico entre amostras para testes em escoamento monofásico ($Q = 9W$).	90
Figura 47 - Efeitos da mudança de fase para os testes com a amostra S1.	92
Figura 48 - Efeitos da mudança de fase para os testes com a amostra S2.	94
Figura 49 - Efeitos da mudança de fase para os testes com a amostra S3.	95
Figura 50 - Efeitos da mudança de fase para os testes com a amostra S4.	96
Figura 51 - Análise do desempenho térmico da amostra S1 em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas.	98
Figura 52 - Análise do desempenho térmico da amostra S2 em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas.	100
Figura 53 - Análise do desempenho térmico da amostra S3 em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas.	102
Figura 54 - Análise do desempenho térmico da amostra S4 em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas.	104
Figura 55 - Análise do desempenho fluidodinâmico (perda de pressão) de cada amostra em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas.	106
Figura 56 - Efeito da Fração de Vazio (α) sobre a Perda de Pressão (Amostra S1), para diferentes velocidades mássicas.	108
Figura 57 - Efeito da Fração de Vazio (α) sobre a Perda de Pressão (Amostra S2), para diferentes velocidades mássicas.	109
Figura 58 - Efeito da Fração de Vazio (α) sobre a Perda de Pressão (Amostra S3), para diferentes velocidades mássicas.	111
Figura 59 - Efeito da Fração de Vazio (α) sobre a Perda de Pressão (Amostra S4), para diferentes velocidades mássicas.	112

Figura 60 - Análise do desempenho térmico da amostra S1 em função de G, para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub} .	114
Figura 61 - Análise do desempenho térmico da amostra S2 em função de G, para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub} .	115
Figura 62 - Análise do desempenho térmico da amostra S3 em função de G, para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub} .	116
Figura 63 - Análise do desempenho térmico da amostra S4 em função de G, para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub} .	117
Figura 64 - Análise do desempenho fluidodinâmico (perda de pressão) de cada amostra em função de G, para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub} .	118
Figura 65 - Análise do desempenho térmico comparativo entre amostras para $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e diferentes subresfriamentos.	122
Figura 66 - Análise do desempenho térmico comparativo entre amostras para $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e diferentes subresfriamentos.	123
Figura 67 - Análise do desempenho térmico comparativo entre amostras para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e diferentes subresfriamentos.	124
Figura 68 - Comparação dos ganhos no CTC [%] para as amostras S2, S3 e S4, em relação a amostra S1.	126
Figura 69 - Análise do desempenho fluidodinâmico (perda de pressão) em função dos aspectos geométricos das microaletas.	127
Figura 70 - Comparação do aumento da Perda de Pressão [%] para as amostras S2 e S3, em relação a amostra S1.	128
Figura 71 - Esquema ilustrativo da nucleação, crescimento e partida das bolhas de vapor ao longo da superfície microaletada com arranjo alinhado.	129
Figura 72 - Imagens da câmera de alta velocidade para escoamento na amostra S1 para baixo, médio e elevado fluxo de calor aplicado. $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.	130
Figura 73 - Imagens da câmera de alta velocidade para escoamento na amostra S2 para baixo, médio e elevado fluxo de calor aplicado. $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.	131
Figura 74 - Esquema ilustrativo da nucleação, crescimento e partida das bolhas de vapor ao longo da superfície microaletada com arranjo escalonado.	132
Figura 75 - Imagens da câmera de alta velocidade para escoamento na amostra S3 para baixo, médio e elevado fluxo de calor aplicado. $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.	133
Figura 76 - Imagens da câmera de alta velocidade para escoamento na amostra S4 para baixo, médio e elevado fluxo de calor aplicado. $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.	134

Figura 77 - Ocorrência de fluxo reverso.....	136
Figura 78 - Efeito da geometria da superfície sobre a perda de pressão, para diferentes condições testadas.....	161
Figura 79 - Comparação do desempenho térmico, em relação a amostra S1, para escoamento em regime monofásico.....	163
Figura 80 - Comparação do desempenho térmico, em relação a amostra S1, para escoamento em regime bifásico.....	163
Figura 81 - Comparação do desempenho fluidodinâmico, em relação a amostra S1, para escoamento em regime monofásico.....	164
Figura 82 - Comparação do desempenho fluidodinâmico, em relação a amostra S1, para escoamento em regime bifásico.....	165
Figura 83 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os ΔT_{sub} , para diferentes G's - Amostra S1.	166
Figura 84 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os ΔT_{sub} , para diferentes G's - Amostra S2.....	167
Figura 85 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os ΔT_{sub} , para diferentes G's - Amostra S3.....	168
Figura 86 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os ΔT_{sub} , para diferentes G's - Amostra S4.....	169
Figura 87 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os G's, para diferentes ΔT_{sub} - Amostra S1.....	170
Figura 88 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os G's, para diferentes ΔT_{sub} - Amostra S2.....	171
Figura 89 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os G's, para diferentes ΔT_{sub} - Amostra S3.....	172
Figura 90 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os G's, para diferentes ΔT_{sub} - Amostra S4.....	173

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Faixa do CTC do ar e da água em diferentes modos de resfriamento.....	22
Tabela 2 - Propriedades termofísicas de fluidos dielétricos e água, a 1 atm e 25 °C.....	28
Tabela 3 - Classificação dos canais com base no D_h proposto por Mehendale et al. (2000). ..	33
Tabela 4 - Classificação dos canais com base no D_h proposto por Kandlikar e Grande (2003).	33
Tabela 5 - Características construtivas das superfícies de testes.....	57
Tabela 6 - Imagens de microscopia das superfícies de testes fabricadas.	58
Tabela 7 - Medidas dos parâmetros geométricos do arranjo das microaletas adotadas na análise do presente trabalho.....	60
Tabela 8 - Curvas de calibração dos termopares e suas incertezas.	64
Tabela 9 - Distâncias entre os pontos de medição das temperaturas e a superfície para todas as amostras testadas.	69
Tabela 10 - Resultados comparativos dos valores obtidos para T_p e T_w	70
Tabela 11 - Incertezas experimentais dos instrumentos utilizados no aparato experimental. ..	73
Tabela 12 - Comparação dos resultados-teste comparando a propagação de incerteza.	74
Tabela 13 - Intervalo médio das incertezas experimentais para todos os ensaios realizados...	75
Tabela 14 - Condições dos testes de validação (escoamento monofásico).	77
Tabela 15 - Erro absoluto médio (MAE) entre os dados experimentais e as correlações para perda de pressão.....	83
Tabela 16 - Erro absoluto médio (MAE) entre os dados experimentais e as correlações para Nusselt.	90
Tabela 17 - Condições dos ensaios em escoamento bifásico.	91
Tabela 18 - Aspectos geométricos comparativos entre amostras.	121
Tabela 19 - Aumento no CTC e queda de pressão devido à transição do escoamento para regime bifásico, da amostra S1.....	146
Tabela 20 - Aumento no CTC e queda de pressão devido à transição do escoamento para regime bifásico, da amostra S2.....	146
Tabela 21 - Aumento no CTC e queda de pressão devido à transição do escoamento para regime bifásico, da amostra S3.....	147
Tabela 22 - Aumento no CTC e queda de pressão devido à transição do escoamento para regime bifásico, da amostra S4.....	147
Tabela 23 - Desempenho térmico da amostra S1 em função do ΔT_{sub}	147

Tabela 24 - Desempenho térmico da amostra S2 em função do ΔT_{sub}	148
Tabela 25 - Desempenho térmico da amostra S3 em função do ΔT_{sub}	148
Tabela 26 - Desempenho térmico da amostra S4 em função do ΔT_{sub}	149
Tabela 27 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S1 em função do ΔT_{sub}	150
Tabela 28 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S2 em função do ΔT_{sub}	150
Tabela 29 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S3 em função do ΔT_{sub}	151
Tabela 30 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S4 em função do ΔT_{sub}	151
Tabela 31 - Desempenho térmico da amostra S1 em função da velocidade mássica, G.....	152
Tabela 32 - Desempenho térmico da amostra S2 em função da velocidade mássica, G.....	152
Tabela 33 - Desempenho térmico da amostra S3 em função da velocidade mássica, G.....	153
Tabela 34 - Desempenho térmico da amostra S4 em função da velocidade mássica, G.....	154
Tabela 35 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S1 em função da velocidade mássica, G.	154
Tabela 36 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S2 em função da velocidade mássica, G.	155
Tabela 37 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S3 em função da velocidade mássica, G.	156
Tabela 38 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S4 em função da velocidade mássica, G.	156
Tabela 39 - Efeito da área total de troca térmica (em relação a S1) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento monofásico.....	157
Tabela 40 - Efeito do arranjo das microaletas (S3 em relação a S2) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento monofásico.....	158
Tabela 41 - Efeito da altura das microaletas (S3 em relação a S4) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento monofásico.....	158
Tabela 42 - Efeito da área total de troca térmica (em relação a S1) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento bifásico.....	159
Tabela 43 - Efeito do arranjo das microaletas (S3 em relação a S2) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento bifásico.....	159
Tabela 44 - Efeito da altura das microaletas (S3 em relação a S4) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento bifásico.....	160

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	Área da seção transversal de uma microaleta (m^2)
A_p	Área projetada da superfície aquecida, $L \times W$ (m^2)
A_s	Área da superfície lateral de uma microaleta, $P_{ma} \times H$ (m^2)
A_t	Área total de troca térmica da superfície aquecida, $A_p + N(A_s - A_c)$ (m^2)
Bo	Número de Bond (Eötvös), $Bo = \frac{(\rho_L - \rho_v) g L^2}{\sigma}$ [-]
C_f	Constante de Tullius et al. (2012) relacionada à geometria das microaletas para o fator de atrito
C_{Nu}	Constante de Tullius et al. (2012) relacionada à geometria das microaletas para o Nusselt
c_p	Calor específico à pressão constante (J/kg.K)
CTC	Coeficiente de Transferência de Calor ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
D	Largura da microaleta (μm)
D_h	Diâmetro hidráulico (m)
D_{h-fin}	Diâmetro hidráulico relacionado à microaleta (m)
f	Fator de atrito [-]
G	Velocidade mássica ($kg/m^2 \cdot s$)
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
H	Altura da microaleta (μm)
h_{eff}	Coeficiente de transferência de calor experimental ($kW/m^2 \cdot ^\circ C$)
k_{Cu}	Condutividade térmica do cobre eletrolítico ($W/m \cdot K$)
k_f	Condutividade térmica do fluido de trabalho ($W/m \cdot K$)
L	Comprimento da superfície aquecida (mm)
L_{1p}	Distância entre os termopares T_{1a} , T_{1b} e T_{1c} e a base dos micropilares (mm)
L_i	Distância entre termopares diversos (mm)
m	Parâmetro de aleta [-]
$\dot{m}$	Vazão mássica de fluido (kg/s)
MAE	Erro absoluto médio (%)
N	Número de microaletas sobre a superfície de teste
N_L	Número de fileiras de microaletas ao longo do comprimento L do dissipador
Nu	Número de Nusselt, $Nu = \frac{h_{eff} \cdot D_h}{k_f}$ [-]
ONB	Início da ebulição nucleada (<i>Onset nucleate boiling</i>)

P_{ma}	Perímetro de uma microaleta (m)
P_e	Pressão medida no transdutor de pressão da entrada da seção de testes (kPa)
Pr	Número de Prandtl [-]
P_s	Pressão medida no transdutor de pressão da saída da seção de testes (kPa)
q''	Fluxo de calor (kW/m ²)
$q''_{footprint}$	Fluxo de calor aplicado em relação à área projetada da superfície (kW/m ²)
q''_{eff}	Fluxo de calor efetivo aplicado nos testes (kW/m ²)
Q_{in}	Calor fornecido à seção de testes (W)
$Q_{loss-mono}$	Calor perdido na seção de testes, com base nas perdas calculadas em regime de escoamento monofásico (W)
R	Resistência elétrica (Ω)
Re	Número de Reynolds [-]
S	Espaço entre duas fileiras de microaletas (μm)
S_L	Passo longitudinal entre as microaletas (μm)
S_T	Passo transversal entre as microaletas (μm)
$T_{1a,b,c}$	Temperaturas medidas pelos termopares próximos a superfície aquecida, ao longo do comprimento do dissipador de calor ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{2,3}$	Temperaturas medidas pelos termopares no bloco de cobre, no sentido axial do fluxo de calor ($^{\circ}\text{C}$)
T_e	Temperatura do fluido no <i>plenum</i> de entrada do escoamento ($^{\circ}\text{C}$)
T_f	Temperatura média do fluido ao longo do dissipador de calor ($^{\circ}\text{C}$)
T_p	Temperatura da superfície aquecida por ajuste linear ($^{\circ}\text{C}$)
T_s	Temperatura do fluido no <i>plenum</i> de saída do escoamento ($^{\circ}\text{C}$)
T_{sat}	Temperatura de saturação ($^{\circ}\text{C}$)
T_w	Temperatura da superfície aquecida por ajuste Fourier unidimensional ($^{\circ}\text{C}$)
u	Velocidade do fluido no escoamento (m/s)
$u_{\Delta p}$	Incerteza experimental na queda de pressão (kPa)
$u_{\Delta T}$	Incerteza experimental na diferença de temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
u_h	Incerteza experimental no coeficiente de transferência de calor (kW/m ² °C)
$u_{q''}$	Incerteza experimental no fluxo de calor efetivo (kW/m ²)
V	Tensão fornecida por uma fonte de potência (V)
W	Largura da superfície aquecida (mm)
x	Título de vapor de equilíbrio termodinâmico
Δh	Deslocamento da coluna de fluido no teste de capilaridade (mm)

Δp	Queda de pressão (kPa)
ΔT_{sat}	Diferença entre a temperatura média do fluido e a temperatura de saturação do mesmo, à pressão de trabalho (°C)
ΔT_{sub}	Subresfriamento do fluido na entrada do dissipador de calor (°C)

Letras gregas

α	Fração de vazio [-]
η	Eficiência de aleta [-]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido (kg/m.s)
ρ	Massa específica (kg/m³)
σ	Tensão superficial do fluido (N/m)
σ_{Ti}	Desvio padrão das curvas de calibração dos termopares da bancada experimental (°C)
θ	Ângulo de contato estático (°)

Subscritos

f	relativo ao fluido de trabalho e/ou temperatura média do mesmo
fin	relativo à microaleta
l	relativo à fase líquido
max	relativo aos valores máximos, obtidos por meio da área mínima de passagem do fluido entre as microaletas
v	relativo à fase vapor
w	relativo à superfície ou parede aquecida

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	20
1.1	PRESENTE TRABALHO.....	21
1.2	OBJETIVOS	24
1.2.1	Objetivos específicos	24
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	26
2.1	FLUIDOS DE TRABALHO	26
2.2	FUNDAMENTOS DA EBULIÇÃO CONVECTIVA	28
2.3	CRITÉRIOS PARA TRANSIÇÃO ENTRE MACRO E MICROESCALA	32
2.4	TROCADORES DE CALOR COMPACTOS BASEADOS EM EBULIÇÃO CONVECTIVA	35
2.4.1	Ebulição convectiva em trocadores de calor microaletados	38
2.5	CONCLUSÕES DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	45
3	MATERIAIS E METODOLOGIA EXPERIMENTAL	47
3.1	BANCADA EXPERIMENTAL	47
3.1.1	Seção de Testes.....	54
3.1.2	Fabricação e caracterização das superfícies de teste	56
3.2	CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES.....	63
3.3	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	65
3.3.1	Redução dos dados experimentais.....	67
3.3.2	Incerteza experimental	73
3.3.3	Perdas térmicas	75
4	RESULTADOS	77
4.1	RESULTADOS PARA ESCOAMENTO MONOFÁSICO	77
4.1.1	Perda de pressão	77
4.1.2	Coefficiente de Transferência de Calor	84
4.2	RESULTADOS PARA OS TESTES EM ESCOAMENTO BIFÁSICO.....	91
4.2.1	Efeito da mudança de fase (monofásico para bifásico)	92
4.2.2	Efeitos do subresfriamento do fluido, ΔT_{sub}	97
4.2.3	Efeitos da velocidade mássica, G	113
4.2.4	Efeitos da geometria e arranjo das microaletas.....	121
4.3	VISUALIZAÇÃO DOS TESTES COM ESCOAMENTO BIFÁSICO.....	129
5	CONCLUSÕES.....	137

REFERÊNCIAS	140
APÊNDICE A – DADOS QUANTITATIVOS DAS ANÁLISES PARA TESTES BIFÁSICOS.....	146
APÊNDICE B – CURVAS COMPARATIVAS DO EFEITO DA GEOMETRIA SOBRE O ΔP_{medido} COM AMOSTRA S4	161
APÊNDICE C – GRÁFICOS DA INFLUÊNCIA DA FRAÇÃO DE VAZIO SOBRE O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	166
APÊNDICE D – EQUACIONAMENTO EM PYTHON PARA TRATAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS	174

1 INTRODUÇÃO

O avanço contínuo e acelerado da tecnologia é uma realidade que se faz presente na vida cotidiana das pessoas, seja pessoal ou profissionalmente. Desde as últimas décadas, há uma demanda crescente para reduzir os componentes e compactar dispositivos, seja por motivos de funcionalidade, ou uso racional dos materiais de engenharia.

Dispositivos eletrônicos de potência permitem a conversão e distribuição inteligente de energia para sistemas elétricos, alterando a forma de onda e as tensões das fontes de energia (AGBIM, 2017). Pesquisas feitas nos EUA pelo Departamento de Energia (DOE) projetam que, até 2030, mais de 80% de toda a eletricidade fluirá através de algum tipo de circuito eletrônico de potência no território americano (POWER AMERICA, 2014). A eletrônica de potência é utilizada em vários setores que envolvem o uso de painéis fotovoltaicos, computadores de alto desempenho, redes elétricas inteligentes, veículos híbridos elétricos, jatos de combate militar, veículos não tripulados e automação industrial. Assim, há requisitos de desempenho e eficiência definidos por cada uma dessas aplicações, que impulsionam a inovação na indústria de produtos eletrônicos de potência.

Em todos os setores, há um esforço coletivo para que os dispositivos eletrônicos minimizem o tamanho, o peso, a energia necessária e o custo. Assim, a comunidade científica viu a necessidade de pesquisar novas soluções de gerenciamento térmico, uma vez que tais dispositivos necessitam dissipar potências muito superiores aos processadores de 15 anos atrás. O gerenciamento térmico é uma série de etapas sistemáticas para remover o calor excessivo gerado durante a operação normal de um dispositivo eletrônico (ALAM, LEE e JIN, 2014).

No setor de processamentos de dados, por exemplo, hoje essa miniaturização é tão intensa a ponto de obter processadores de alto desempenho com comprimento de 10 nm (TYSON, 2016). Há 15 anos, essas dimensões eram nove vezes maiores, com baixa capacidade de processamento, refletindo o acelerado processo de compactação da indústria eletrônica. Processadores da década de 90 dissipavam cerca de 30 W/cm^2 . Em 15 anos, esse fluxo de calor dissipado por microprocessadores cresceu exponencialmente, sendo comum valor em cerca de 300 W/cm^2 (INTEL, 2016), e há relatos recentes de dispositivos microeletrônicos integrados densamente compactados onde o fluxo de calor máximo atingido excede 1000 W/cm^2 (10 MW/m^2) (HE, YAN e ZHANG, 2021). Esse valor é muito maior do que os trocadores de calor convencionais conseguem dissipar, sendo essa capacidade geralmente abaixo de 2 W/cm^2 ($0,02 \text{ MW/m}^2$) (BANDARRA FILHO et al., 2004).

As novas gerações de processadores para computadores “Gamers” é um exemplo simples de aumento de capacidade de processamento, causando aumento significativo na temperatura do dispositivo, o que leva à diminuição da eficiência do mesmo. Dados do processador *Intel Alder Lake-S Core i9-12900K 12ª Geração*, por exemplo, apontam que ao atingir 100% do desempenho de processamento (potência limite de 250 W), a temperatura da CPU fica acima de 100 °C, comprometendo o desempenho do mesmo. Já, se o processador atingir apenas 57% de performance (potência limite 50 W), a temperatura fica em 58 °C, aumentando 183% sua eficiência em relação ao exemplo anterior (INTEL, 2021). Assim, as pesquisas científicas vêm avançando fortemente na direção de aumentar a eficiência de troca térmica em dispositivos compactos de alto desempenho, e é clara a tendência que essa área continue crescendo nos próximos anos.

1.1 PRESENTE TRABALHO

No contexto apresentado anteriormente, a procura por soluções eficientes na transferência de calor em condições confinadas acarretou o estudo de novas técnicas, e, embora tenha havido um progresso nos sistemas de resfriamento eletrônico nos últimos anos, a remoção de altas taxas de fluxo de calor continua sendo desafiadora e complexa (MURSHED E CASTRO, 2017).

Uma das soluções propostas para o resfriamento foi a mudança de fase, baseando-se nos estudos iniciados por Nukiyama em 1934, com a ebulição em piscina. Ebulição em piscina é o fenômeno de ebulição que ocorre a partir de uma superfície aquecida submersa em uma piscina de líquido quiescente (CAREY, 1992; DEHKORDI, 2012).

A partir disso, os estudos foram se intensificando na área de transferência de calor por ebulição, uma vez que era muito promissora em relação à capacidade de troca térmica. A Tabela 1 apresenta as faixas de Coeficiente de Transferência de Calor, CTC, possíveis de se obter em diferentes condições de resfriamento, para os fluidos mais utilizados em sistemas de resfriamentos simplificados: ar e água.

Com base nos estudos envolvendo ebulição em piscina, a comunidade científica viu a possibilidade de unir diferentes mecanismos de troca térmica considerados eficientes; assim, a ebulição convectiva despertou grande interesse tecnológico, sendo amplamente difundida no meio científico devido à sua capacidade de dissipar fluxos de calor extremamente altos.

Tabela 1 - Faixa do CTC do ar e da água em diferentes modos de resfriamento

Modos de Resfriamento	CTC do ar [W/m ² K]	CTC da água [W/m ² K]
Convecção livre	5 – 100	100 – 1200
Convecção forçada (velocidade de fluxo moderada)	10 – 350	500 – 3000
Ebulição	-	3000 – 100.000

Fonte: Adaptado de Murshed e Castro, 2017.

A ebulição convectiva ocorre quando dois fenômenos de transferência são combinados: convecção forçada, que corresponde à transferência de calor por meio da movimentação forçada do fluido de trabalho, podendo ser ocasionado pela diferença de pressão ou ação da gravidade; e a ebulição nucleada, que corresponde à formação de bolhas de vapor no fluido em contato com uma superfície aquecida (DARIO, 2013).

Unindo-se a ebulição convectiva com a necessidade de compactação dos dispositivos, outras vertentes de pesquisa foram ganhando espaço na comunidade científica, e a que mais se destacou foi a aplicação da ebulição convectiva em sistemas baseados em microcanais, onde microcanal é a denominação adotada para canais com diâmetro hidráulico menor que 3 mm (RIBATSKI et al., 2007). Tais dispositivos também foram amplamente estudados por apresentarem potencial na extração de calor de componentes eletrônicos de volumes reduzidos. Segundo Qu e Mudawar (2003), a diminuição do diâmetro do canal por onde o fluido escoar leva a um aumento da relação área de contato do fluido de trabalho com a superfície pelo volume do trocador de calor, que, além de aumentar a eficiência da troca térmica, também possibilita a diminuição do inventário de fluido refrigerante desses sistemas térmicos.

Atualmente, dissipadores de calor compactos com base em microcanais são utilizados em sistemas de resfriamento de *laser* de alta potência, resfriamentos de células fotovoltaicas de alta concentração, resfriamento de microreatores, células combustíveis e *microchips* (LEÃO, 2014). Além da vantagem dos microcanais quanto ao aumento da relação entre área de troca de calor e volume, o que proporciona uma capacidade de dissipar taxas mais altas de calor, eles também podem ser fabricados na escala de *chips* dos dispositivos eletrônicos.

Assim, associando microcanais, líquidos refrigerantes e ebulição, tem-se um grande potencial para substituição de dissipadores de calor convencionais em dispositivos eletrônicos modernos de alta eficiência (PRAJAPATI et al., 2017).

As vantagens dos dissipadores de calor baseados em microcanais, quando comparados aos trocadores de calor convencionais, são apresentadas a seguir:

- i. Dimensões reduzidas, requerendo menos material para sua fabricação, diminuindo também seu custo;
- ii. Maior razão entre a área de troca de calor pelo volume do fluido refrigerante (efeito aleta);
- iii. Redução do inventário de fluido refrigerante utilizado, reduzindo custos e menor impacto ambiental;
- iv. Suas características estruturais permitem seu uso em altas pressões;
- v. Coeficientes de transferência de calor elevados, possibilitando a dissipação de fluxos de calor da ordem de 10 MW/m^2 (RIBATSKI et al., 2007).

Como apresentado, uma das vantagens dos trocadores de calor baseados em microcanais é a redução do inventário de fluido refrigerante necessário para o funcionamento do sistema, e com isso é possível trabalhar com fluidos que combinam eficiência, segurança e sustentabilidade. A aplicação de dissipadores de calor na indústria de microeletrônicos exige o uso de fluidos refrigerantes que garantam a integridade do sistema, onde a temperatura ótima de trabalho dos microprocessadores é em torno de $60 \text{ }^\circ\text{C}$ (INTEL, 2017). A água é um fluido refrigerante eficiente (calor específico e calor latente de vaporização elevado), de baixo custo, seguro e ecologicamente correto. Entretanto, como sua temperatura de saturação à pressão atmosférica é aproximadamente $100 \text{ }^\circ\text{C}$, sua aplicabilidade em sistemas eletrônicos miniaturizados torna-se reduzida.

Nesse contexto, fluidos refrigerantes dielétricos, como os fluorcarbonos (FC-72, FC-87) e hidrofluoréteres (HFE-7000, HFE-7100, HFE-7300) são de grande interesse, pois possuem propriedades termofísicas adequadas para refrigeração eletrônica. Dentro destas opções de fluidos refrigerantes mais modernos, ainda temos os que são minimamente impactantes ao meio ambiente. Para trocadores de calor com microcanais, pode ser interessante o uso de fluidos ecologicamente corretos, pois o baixo volume não impactaria muito no custo final.

Nos últimos anos, a quantidade de publicações relacionadas a dissipadores de calor baseados em microcanais aumentou consideravelmente, passando de 1627 até 2010, para mais de 6879 em 2023 (SCOPUS, 2023 - “*microchannels heat transfer*” como palavras-chave), o que nos mostra a importância e atualidade do tema.

Assim, o presente estudo busca compreender melhor o fenômeno da ebulição convectiva em sistemas microaletados, chamados também de microcanais segmentados, fazendo análise térmica (baseada no Coeficiente de Transferência de Calor, CTC) e fluidodinâmica (baseada na perda de pressão), utilizando HFE-7100 como fluido de trabalho, combinação essa que, até o momento da proposta desta pesquisa, não havia sido bordada por outros autores.

A visualização do fenômeno é realizada por meio de uma câmera de alta velocidade. Tais análises podem ajudar a estabelecer diretrizes básicas na busca pelo desenvolvimento de novas tecnologias com alta capacidade de troca térmica, aplicadas no gerenciamento térmico de dispositivos modernos de alta potência.

Para o desenvolvimento da pesquisa, foram fabricadas quatro superfícies de testes com diferentes geometrias, e conduziram-se ensaios em convecção forçada do fluido sobre a superfície aquecida, chamados monofásicos (para validação do aparato experimental), e testes com mudança de fase do fluido ao longo do escoamento sobre a superfície, chamados bifásicos. Com a análise dos dados coletados nos testes propostos foi possível identificar as particularidades de cada configuração de ensaio, bem como determinar a região de melhor performance de cada geometria, em função dos parâmetros de testes propostos.

1.2 OBJETIVOS

Como objetivo geral, essa pesquisa visa analisar, qualitativa e quantitativamente, o desempenho térmico e fluidodinâmico de diferentes configurações de superfícies microaletadas (microaletas quadradas), fabricadas em cobre eletrolítico, quando aquecidas e em contato com o fluido HFE-7100 para troca térmica, sob condições de ebulição convectiva.

1.2.1 Objetivos específicos

Durante a proposta e desenvolvimento desta pesquisa, alguns objetivos específicos foram estabelecidos, até alcançar o objetivo geral, colocado anteriormente, sendo estes:

- ✓ Pesquisa de otimização da bancada de ebulição convectiva;
- ✓ Determinação de parâmetros construtivos das aletas (diâmetro e altura), com base nos dados das pesquisas feitas com microaletas e fluido dielétrico em ebulição em piscina, pelo Grupo de Pesquisa Nest-n;
- ✓ Validação da bancada experimental, por meio de testes em escoamento monofásico, comparando-se os dados experimentais com correlações conhecidas da literatura;
- ✓ Determinação dos parâmetros adequados para os testes em escoamento bifásico: vazão (e respectiva velocidade mássica, G) e subresfriamento do fluido na entrada da seção de testes, considerando as especificidades da bancada experimental, bem como condições de instabilidades térmicas identificadas em cada amostra;

- ✓ Elaboração de algoritmos para tratamentos dos dados experimentais, em linguagem Python, tanto para testes monofásicos (e comparação com correlações) como para bifásicos, incluindo análise das incertezas experimentais;
- ✓ Análise qualitativa (incluindo visualização do escoamento) e quantitativa dos resultados experimentais;

Com base nesses objetivos, todo o desenvolvimento da pesquisa e resultados obtidos são apresentados em detalhes nas seções a seguir, incluindo uma revisão do estado da arte. O presente trabalho explora a combinação de HFE-7100 e superfícies microestruturadas e, ao investigar as características de ebulição convectiva e o desempenho de transferência de calor deste novo sistema, este estudo contribui para a compreensão dos fenômenos relacionados à ebulição convectiva. A utilização do HFE-7100, conhecido por suas propriedades termofísicas adequadas à sistemas de refrigeração e boas características ambientais, em conjunto com superfícies microaletadas, projetadas para aumentar a eficiência da transferência de calor, apresenta uma proposta atraente para uma ampla gama de aplicações, como resfriamento de sistemas eletrônicos, gerenciamento térmico em geral, bem como, uso em tecnologias de energias renováveis. Os resultados obtidos deste trabalho não apenas ampliam a base de conhecimento existente, mas também têm o potencial de suscitar inovações na pesquisa em ebulição convectiva e suas implementações práticas.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo são apresentados os conceitos e estado da arte relacionados às pesquisas envolvendo trocadores de calor microaletados, acompanhando o progresso dos trabalhos que utilizam ebulição convectiva como meio de dissipar calor em dispositivos miniaturizados, com diferentes geometrias e fluidos de trabalho, buscando compreender melhor os mecanismos físicos da transferência de calor em escoamentos bifásicos.

2.1 FLUIDOS DE TRABALHO

A aplicação de dissipadores de calor na indústria de microeletrônicos exige o uso de fluidos refrigerantes que garantam a integridade do sistema, onde a temperatura ótima de trabalho dos microprocessadores é em torno de 60 °C (INTEL, 2017). Como já citado, a água é um fluido refrigerante eficiente (calor específico e calor latente de vaporização elevado), seguro e ecologicamente correto. Entretanto, como sua temperatura de saturação à pressão atmosférica é aproximadamente 100 °C, sua aplicabilidade em sistemas eletrônicos miniaturizados torna-se reduzida.

Nas últimas décadas inúmeros substitutos dos refrigerantes hidrocarbonetos à base de flúor e cloro, os clorofluorocarbonos (CFCs) e hidroclorofluorocarbonos (HCFCs), vêm sendo desenvolvidos, como determinado pelo Protocolo de Montreal de 1986, em virtude de seu efeito sobre a camada de ozônio - o afinamento da camada de ozônio é resultado de um efeito em cadeia promovido por átomos de bromo e cloro, entre outros. O resultado tem sido uma significativa dinâmica de aparecimento de novos componentes e a introdução, de forma intensiva, de novas tecnologias, especialmente aquelas relacionadas à eletrônica e à informática.

Para caracterizar o nível da ação sobre a camada de ozônio ou o efeito estufa dos compostos químicos, foram introduzidos dois índices: o primeiro, relativo à camada de ozônio, quantifica o potencial de destruição dessa camada que um particular composto apresenta em relação ao CFC-11, ao qual se atribui valor 1. Esse índice é denominado de “Potencial de Destruição da Camada de Ozônio” (*Ozone Depleting Potential*, ODP) que varia entre 0 e 1; o segundo índice é relativo ao efeito estufa, resultante de dois efeitos: um direto, causado pela presença física do composto na atmosfera, e outro indireto, resultante da emissão de CO₂ pela queima de um combustível fóssil para produzir energia elétrica necessária para acionar a instalação frigorífica que opera com o particular refrigerante. Os valores são dados pelo índice do potencial de aquecimento global (*Global Warming Potential*, GWP), o qual se atribui valores

para um horizonte de 100 anos (*Integration Time Horizon*, ITH). Para o CFC-11, o GWP é 5000 (STOECKER e JABARDO, 2002).

De acordo com Stoecker e Jabardo (2002), um refrigerante deve apresentar as seguintes características:

- Não ser tóxico;
- Não ser inflamável;
- Apresentar estabilidade química;
- Apresentar características termodinâmicas favoráveis;
- Apresentar compatibilidade com materiais, quando em contato direto;
- Ser de fácil detecção (vazamentos);
- Não ser danoso ao meio ambiente;
- Estar disponível comercialmente a um custo acessível.

Os fluidos refrigerantes dielétricos, como os fluorcarbonos (FC-72, FC-87) e hidrofluoréteres (HFE-7000, HFE-7100, HFE-7300) são química e eletricamente inertes, e têm baixa temperatura de saturação, o que os torna mais adequados para refrigeração eletrônica. Dentro destas opções de fluidos refrigerantes mais modernos, ainda temos os que são minimamente impactantes ao meio ambiente. Os HFEs, por exemplo, têm ODP quase nulo, e GWP relativamente baixo (HAN et al., 2016). Estas vantagens, porém, elevam o custo desses fluidos, tornando-os uma opção custosa para uso em dissipadores convencionais. A Tabela 2 apresenta as propriedades termofísicas dos HFEs comparada aos FCs e também à água.

Dentre os FCs e HFEs, o FC-72 e o HFE-7100 são comumente utilizados por possuírem temperatura de saturação próxima às temperaturas de trabalho dos componentes eletrônicos. Porém, pesquisadores estão optando pelos HFEs, pois, além do seu baixíssimo valor de GWP, apresentam: (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 (3M Company, 2009).

Assim, para trocadores de calor com microcanais, utilizar fluidos mais caros, porém ecologicamente corretos e de alto desempenho, torna-se viável devido ao baixo volume de fluido utilizado neste tipo de dissipador.

Tabela 2 - Propriedades termofísicas de fluidos dielétricos e água, a 1 atm e 25 °C

	FC-72	FC-87	HFE-7000	HFE-7100	HFE-7300	Água
Ponto de ebulição [°C]	56	30	34	61	98	100
Massa específica [kg/m³]	1680	1650	1400	1510	1660	997
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]×10 ⁻⁴	6,4	4,5	4,5	5,8	11,8	8,9
Calor específico [J/kg.K]	1100	1100	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
ODP	0	0	0	0	0	-
GWP (ITH-100 anos)	>5000	>5000	530	320	200	-

Fonte: Adaptado de Leong, Ho e Wong (2017).

2.2 FUNDAMENTOS DA EBULIÇÃO CONVECTIVA

Conforme descrito anteriormente, a ebulição convectiva é a junção de dois fenômenos de transporte: a convecção forçada do fluido de trabalho e ebulição deste fluido em contato com uma superfície aquecida. Collier e Thome (1996) definiram a ebulição convectiva como um processo de transferência de calor sob condições de escoamento forçado com mudança de fase do líquido para vapor.

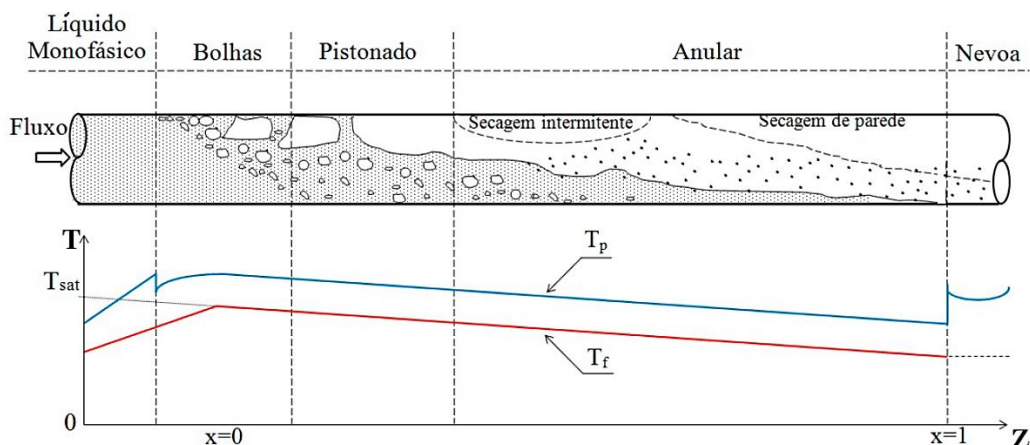
A mudança de fase ocorre com a formação das bolhas de vapor no líquido, que se inicia em um estado termodinâmico no qual o fluido atinge temperatura de saturação, T_{sat} , à pressão local, com título de vapor de equilíbrio termodinâmico (x) igual à zero, em contato com uma superfície aquecida a uma temperatura acima de T_{sat} . Este superaquecimento, associado à presença de imperfeições na superfície de aquecimento, chamados de sítios de nucleação, dão início ao embrião das bolhas de vapor. O mecanismo da ebulição nucleada predomina na ebulição convectiva apenas para valores de x e velocidades mássicas do fluido no escoamento, G , baixos. Já o mecanismo de convecção forçada é predominante para valores de G elevados e conforme o título de vapor aumenta ao longo do escoamento, sob condições de fluxo de calor prescrito na superfície de aquecimento (COLLIER e THOME, 1996).

A distribuição das fases líquida e gasosa no interior de um canal é de fundamental importância para caracterização dos padrões de escoamento na ebulição convectiva. A determinação do padrão de escoamento é uma ferramenta para a compreensão dos fenômenos de perda

de pressão e transferência de calor. Os parâmetros utilizados para caracterização da ebulição convectiva são os mesmos aplicados em escoamentos bifásicos isotérmicos, devido às similaridades fluidodinâmicas dos fenômenos. As principais diferenças seriam a nucleação das bolhas de vapor junto à superfície e a evolução progressiva e contínua dos padrões de escoamento durante a ebulição convectiva, devido ao aumento do título de vapor ao longo do canal, resultado da transferência de calor da superfície aquecida para o fluido de trabalho.

Assim, o padrão de escoamento depende de parâmetros como a velocidade mássica (G), fração de vazio (α), fluxo de calor, pressão local, geometria e inclinação do canal e propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, e sua identificação se dá, usualmente, de forma subjetiva a partir da visualização do escoamento. A Figura 1 apresenta, esquematicamente, os padrões de escoamentos existentes em um escoamento interno com mudança de fase, em um duto horizontal e sob condições de fluxo de calor prescrito, onde T_p é a temperatura da parede aquecida e T_f é a temperatura média do fluido de trabalho.

Figura 1 - Padrões de escoamento bifásico no interior de um duto circular horizontal



Fonte: Adaptado de Collier e Thome (1996).

Conforme observado na Figura 1, na entrada do escoamento, tem-se a região onde o líquido encontra-se em regime monofásico e a transferência de calor ocorre apenas por meio de convecção forçada. À medida que o fluxo de calor aplicado é transferido ao fluido de trabalho, inicia-se a ativação dos sítios de nucleação e as bolhas de vapor surgem sobre a superfície de aquecimento. Nessa região, a fase vapor apresenta-se distribuída em pequenas bolhas na fase contínua de líquido, onde os valores para título de vapor são reduzidos e predominam os efeitos da ebulição nucleada na transferência de calor. O padrão de escoamento dessa região é chamado de escoamento borbulhado (*bubbly flow*).

Com o incremento adicional do título de vapor e o aumento da fração de vazio, ocorre um aumento da população de bolhas de vapor, onde essas passam por um processo de coalescência, formando pistões de vapor ao longo do escoamento. Nessa região as bolhas de vapor possuem dimensões na mesma ordem de grandeza do diâmetro do duto, sendo denominadas bolhas de Taylor. Essas bolhas escoam de modo intermitente com frequência regular e, entre duas bolhas consecutivas, escoam um pistão de líquido que pode conter pequenas bolhas de vapor dispersas em seu interior. Esse padrão é chamado de escoamento pistonado (*slug flow*). A partir do padrão pistonado, a maior parcela da transferência de calor se deve a efeitos convectivos, ocorrendo também condução através do filme líquido e evaporação na interface líquido/vapor.

Com a elevação contínua do título de vapor ocorre a transição para o padrão de escoamento anular (*annular flow*) onde os efeitos convectivos são intensificados, tornando-se predominantes na transferência de calor. Além disso, a velocidade superior da fase vapor e o movimento relativo entre as fases, somado às ondulações na superfície do filme líquido que escoam junto à parede, provocam o arrasto de gotículas de líquido para a região central do escoamento. Esse efeito é chamado de entranhamento de líquido (*liquid entrainment*), e tais fenômenos proporcionam a redução da espessura da camada de filme líquido, levando a altas taxas de transferência de calor nesta região.

Para títulos de vapor elevados, os efeitos presentes no padrão anular e o arrasto das gotículas de líquido podem promover a secagem prematura da superfície aquecida, levando ao aumento da temperatura local e, conseqüentemente, causando a redução acentuada do coeficiente de transferência de calor. Finalmente, tem-se a evaporação de toda a fase líquida e o escoamento retorna à condição monofásica, porém agora da fase vapor. Nessa região a transferência de calor ocorre apenas por convecção forçada, podendo haver ainda gotículas de líquido dispersas na fase vapor, porém sem contato contínuo com a parede. Esse padrão de escoamento é conhecido como névoa (*mist flow*) e apresenta o menor CTC ao longo de todas as regiões descritas anteriormente.

Para escoamentos em dutos horizontais, vale ressaltar que as distribuições das fases são assimétricas, ocorrendo o chamado padrão estratificado e bolhas ou pistões de vapor concentrados na região superior do canal, devido aos efeitos gravitacionais. No caso do padrão estratificado, a transferência de calor na região superior do duto ocorre por meio da convecção forçada da fase vapor e, na região inferior, ocorre por meio da combinação dos mecanismos de ebulição nucleada e convecção forçada da fase líquida. Essa assimetria causada pela concentração das bolhas e pistões de vapor na região superior do duto favorece taxas mais altas de transferência de calor nessa região para valores baixos de velocidades mássicas. Porém, para

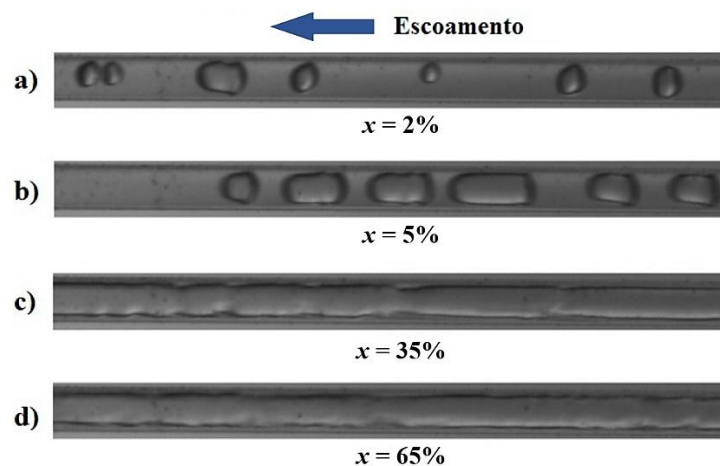
velocidades elevadas do líquido na entrada do escoamento, os efeitos inerciais sobrepõem os gravitacionais, favorecendo a simetria dos padrões de escoamento.

Os padrões de escoamentos descritos anteriormente são os observados em dutos convencionais. Se pensarmos na necessidade de soluções térmicas para sistemas miniaturizados, consequentemente, as dimensões dos dissipadores de calor também devem ser reduzidas, atingindo escalas na ordem de micrometros. Segundo Kandlikar (2005), o diâmetro hidráulico do duto tem forte influência na dinâmica de crescimento e partida das bolhas de vapor onde, para dutos com diâmetros reduzidos, a bolha de vapor é confinada no canal, levando o sistema a apresentar comportamento distinto para os padrões de escoamento e, consequentemente, para a transferência de calor e queda de pressão, quando comparado a dutos convencionais.

Tibiriçá e Ribatski (2014) estudaram os padrões de escoamento em microcanais únicos e relataram, conforme mostrado na Figura 2, que o padrão estratificado não é observado nesses canais com dimensões reduzidas. Além disso, para o padrão pistonado e anular, a espessura da camada de filme líquido sobre a superfície aquecida apresenta maior simetria ao longo do perímetro do microcanal.

Figura 2 - Padrões de escoamento em microcanais para R134a e $D = 400 \mu\text{m}$

a) Bolhas; b) Pistonado; c) Anular; d) Anular



Fonte: Adaptado de Tibiriçá e Ribatski (2014).

Como as dimensões dos dutos influenciam as características do escoamento e o comportamento térmico e fluidodinâmico do sistema, se faz necessário estabelecer qual a transição para microescala, onde são observados tais comportamentos. Apesar de sua relevância, ainda não há um consenso na comunidade científica sobre um ponto definido para essa transição. A Seção 2.3 a seguir apresenta alguns critérios mais comumente citados no meio científico.

2.3 CRITÉRIOS PARA TRANSIÇÃO ENTRE MACRO E MICROESCALA

Para projetar dissipadores de calor eficientes é necessário classificar os canais por onde circula o fluido refrigerante em macro, mini ou microescala, uma vez que os mecanismos de ebulição convectiva no interior de cada um desses tipos de canais apresentam comportamentos distintos para transferência de calor, perda de pressão e padrões de escoamento. As correlações empíricas e semiempíricas para prever tais parâmetros na mudança de fase são diferentes para cada caso, portanto é necessário caracterizar o critério de transição entre macro e microescala (BECKERLE, 2015).

Nascimento (2012) relata que, além do diâmetro hidráulico, a geometria das seções transversais dos canais também influencia nas características do escoamento. As geometrias mais utilizadas são circular, retangular, triangular e trapezoidal.

De maneira geral, as correlações são desenvolvidas baseadas em canais de diâmetros convencionais. Dessa forma, quando tais correlações são aplicadas para prever o comportamento térmico e fluidodinâmico de escoamentos em canais cujo diâmetro é menor que um limiar de transição, geralmente adotado como sendo 3 mm, essas correlações perdem precisão (THOME et al., 2004). Isso ocorre porque alguns fenômenos de grande relevância na mini e microescala são ignorados na macroescala como, por exemplo, a capilaridade e tensão superficial. Por esse motivo, é essencial definir corretamente os limites de aplicabilidade para cada uma dessas definições.

A literatura ainda não apresenta uma divisão universal entre macro e microescala, de modo que não existe um consenso entre diferentes autores sobre um critério de transição. Alguns desses critérios foram propostos baseando-se apenas nas dimensões dos canais e processos de fabricação, sem considerar os mecanismos físicos de transferência de calor e queda de pressão. Alguns estudos mais recentes consideram que a transição entre macro e microescala é função do balanço entre as forças gravitacionais, inerciais, tensão superficial e efeitos de molhabilidade, além das condições de confinamento das bolhas de vapor conforme as dimensões dos canais de escoamento do fluido são reduzidas.

Mehendale et al. (2000) realizaram estudos baseando-se puramente nas características geométricas dos canais e tubos utilizados em dissipadores de calor, sugerindo a classificação mostrada na Tabela 3, de acordo com o diâmetro hidráulico, D_h .

Tabela 3 - Classificação dos canais com base no D_h proposto por Mehendale et al. (2000)

Classificação	D_h
Canal convencional	$D_h > 6 \text{ mm}$
Macrocanal	$6 \text{ mm} > D_h > 1 \text{ mm}$
Minicanal	$1 \text{ mm} > D_h > 100 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanal	$100 \text{ }\mu\text{m} > D_h > 1 \text{ }\mu\text{m}$

Fonte: Adaptado de Mehendale et al., 2000.

Kandlikar e Grande (2003) sugeriram uma classificação dos dutos mais refinada, mostrada na Tabela 4, cobrindo uma maior gama de diâmetros hidráulicos e considerando os efeitos de rarefação dos gases, por meio do número adimensional de Knudsen, Kn . Segundo os autores, os efeitos de rarefação se tornam significativos em canais com diâmetro hidráulico na ordem de $1 \text{ }\mu\text{m}$, onde as colisões intermoleculares se tornam negligenciáveis. Nessas dimensões, as forças moleculares passam a interferir nas características do escoamento.

Tabela 4 - Classificação dos canais com base no D_h proposto por Kandlikar e Grande (2003)

Classificação	D_h
Canal convencional	$D_h > 3 \text{ mm}$
Minicanal	$3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanal	$200 \text{ }\mu\text{m} \geq D_h > 10 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanal de transição	$10 \text{ }\mu\text{m} \geq D_h > 1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanocanal de transição	$1 \text{ }\mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanocanal	$D_h \leq 0,1 \text{ }\mu\text{m}$

Fonte: Adaptado de Kandlikar e Grande, 2003.

Os critérios de classificação para a transição entre macro e microescala baseados somente na geometria dos canais podem apresentar-se pouco adequados, uma vez que um mesmo canal pode se comportar como canal convencional para um determinado fluido de trabalho, e como mini ou microcanal para outro fluido. De fato, as classificações baseadas apenas nesses parâmetros não evidenciam mudanças no comportamento de parâmetros de projeto, como coeficiente de transferência de calor, fluxo de calor crítico e queda de pressão. Assim, classificações mais criteriosas, que contabilizam parâmetros associados ao fluido de trabalho, além dos aspectos geométricos, se tornaram indispensáveis.

Em 1997, Kew e Cornwell propuseram um critério de transição macro/microescala baseando-se no grau de confinamento da bolha de vapor no interior do duto, definido pelo número de confinamento, Co , definido pela Eq. (1).

$$Co = \frac{1}{D_h} \sqrt{\frac{\sigma}{g (\rho_l - \rho_v)}} \quad (1)$$

onde, D_h é o diâmetro hidráulico do duto [m], σ é a tensão superficial do fluido de trabalho [N/m], g é a aceleração da gravidade [m/s^2], ρ_l e ρ_v são as massas específicas do líquido e do vapor [kg/m^3], respectivamente. Segundo os autores, para valores de Co acima de 0,5 os efeitos de confinamento se tornam significativos, onde o diâmetro de desprendimento das bolhas de vapor é superior ao diâmetro hidráulico do canal, o que afeta a dinâmica do escoamento bifásico e, conseqüentemente, a transferência de calor, classificando-o assim como escoamento em microcanais.

Estudos realizados por Harirchian e Garimella (2010) incluíram a velocidade do escoamento para definição do critério de transição entre macro e microescala. Eles relataram que tal parâmetro tem influência nas condições de confinamento e no diâmetro de partida das bolhas de vapor. Assim, os autores propuseram um parâmetro adimensional chamado de número de confinamento convectivo, definido como o produto do número de Reynolds (assumindo a mistura bifásica escoando como líquido) e a raiz do número de Bond, Bo (sinônimo do número de Eötvös, definido como a razão entre as forças de empuxo e tensão superficial de um fluido de trabalho). Eles estabeleceram que para valores do número de confinamento convectivo menor que 160, as bolhas de vapor são confinadas e o canal deve ser classificado como microescala.

A introdução dos mini/microcanais na área de refrigeração foi o maior passo para a compactidade dos sistemas de dissipação de calor, aplicáveis em dispositivos miniaturizados. Estes trocadores de calor compactos permitem alta eficiência de resfriamento, com menor quantidade de fluido refrigerante, além de permitirem altas pressões de trabalhos (TRIVEDI et al., 2018). Tais dispositivos são capazes de dissipar elevados fluxos de calor, melhorando o desempenho térmico e confiabilidade de sistemas compactos de refrigeração, aplicáveis em diversos setores, como condicionamento de ar automotivo, dissipadores de calor de carros híbridos, micro bombas de calor, e resfriamento de dispositivos eletrônicos e microprocessadores de alto desempenho.

Por esse motivo, as pesquisas científicas, principalmente experimentais, têm como foco caracterizar térmica e fluidodinamicamente sistemas que utilizam ebulição convectiva em escala reduzida, identificando os principais parâmetros que regem o processo, como coeficiente de transferência de calor (CTC), perda de pressão e fluxo de calor crítico (FCC) (BOGOJEVIC et al., 2013).

2.4 TROCADORES DE CALOR COMPACTOS BASEADOS EM EBULIÇÃO CONVECTIVA

Ainda na revolução industrial, percebeu-se que o uso de tubos com diâmetro hidráulico reduzido, ao invés de um único tubo de maior diâmetro, possibilitava aumentar consideravelmente a eficiência de máquinas de aquecimento de água para a geração de vapor (HESSELGREAVES, 2017). Esse foi um estímulo para a fabricação dos trocadores de calor compactos; equipamentos com pequeno diâmetro hidráulico e elevada densidade de área superficial ou grau de compactação, que representa a razão entre a área de troca de calor e o volume do equipamento, resultando em trocadores com espaço, peso e custo reduzidos para uma mesma capacidade de troca térmica, quando comparados a trocadores convencionais como, por exemplo, o casco-tubos (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Como abordado anteriormente, o avanço no desenvolvimento da eletrônica de alta potência, aplicável aos mais diversos segmentos industriais, está associado a níveis cada vez mais altos de dissipação de energia em componentes e dispositivos eletrônicos de alto desempenho. Assim, a alta remoção de fluxo de calor é uma das maiores preocupações no projeto dos sistemas de resfriamento apropriados. Marcinichen et al. (2013) sugeriram quatro tecnologias primárias concorrentes para resfriamento de *chips*: escoamento monofásico em microcanais, escoamento em meios porosos, *jet impingement* e escoamento bifásico em microcanais. Tais tecnologias podem ser classificadas em dois tipos: resfriamento passivo e ativo.

Os trocadores de calor com capilaridade, como por exemplo, os tubos de calor, do inglês *heat pipes* (HP's), câmaras de vapor (*Vapor Chambers*, VC's) e termossifões, mostraram serem opções eficientes de resfriamento passivo, e são reconhecidos como dispositivos de resfriamento bifásicos (BULUT, KANDLIKAR e SOZBIR, 2018). Tais sistemas que dependem também do calor latente, são capazes de atingir maiores coeficientes de transferência de calor durante o processo de mudança de fase, conforme mostrado na Tabela 1.

Em 1981, Tuckerman e Pease propuseram os microcanais como uma solução avançada de resfriamento, após conseguirem atingir um elevado fluxo de calor de 790 W/cm^2 em um microcanal ($50 \text{ }\mu\text{m}$ de largura e $300 \text{ }\mu\text{m}$ de profundidade) resfriado a água, onde a temperatura do sistema não ultrapassou $71 \text{ }^\circ\text{C}$ no fluxo de calor máximo relatado. A partir disso, o resfriamento eletrônico evoluiu para um novo nível com sistemas de resfriamento baseados em microcanais, como os trocadores de calor de microcanais (*Microchannel heat exchangers*, MCHX) e os dissipadores de calor (*Microchannel heat sinks*, MCHS) (MURSHED e CASTRO, 2017).

Yan e Lin (1998) realizaram um experimento para investigar as características da transferência de calor por evaporação e perda de pressão, utilizando refrigerante R-134a como fluido de trabalho escoando através de dutos circulares paralelos com diâmetro interno de 2 mm. Foram testados fluxos de calor imposto entre 5 e 21 kW/m², velocidade mássica de 50 a 200 kg/m²s e temperatura de 5 e 31 °C. Os autores relataram um aumento de 30-80% no CTC, comparado com dados da literatura para tubos com $D_i > 8,0$ mm; porém, apenas para baixos valores de título de vapor, x . Quando o título de vapor aumenta ($x > 0,7$), há uma inversão e o CTC sofre degradação. Eles observaram também que, quando a velocidade mássica e temperatura de saturação do fluido de trabalho são mais altas, o CTC também aumenta com o aumento no fluxo de calor imposto, para a região de título de vapor mais baixa. Para baixos valores de fluxo de calor ($q'' < 10$ kW/m²), o aumento na velocidade mássica leva ao ganho no CTC; porém, para altos valores de q'' , os ganhos no CTC são mínimos com o aumento de G , podendo até mesmo ser reduzido. Os autores relataram que o efeito da velocidade mássica sobre a perda de pressão, Δp , é simples, onde um aumento do G leva a um aumento no Δp . Porém, o Δp também sofre influência do fluxo de calor imposto, onde o aumento de q'' leva ao aumento da perda de pressão.

Uma pesquisa feita por Hu et al. (2011) usando FC-72 como fluido de trabalho em um dissipador de calor de microcanais em ebulição convectiva é descrita a seguir. Nesse trabalho experimental, o trocador de calor foi feito em cobre eletrolítico, contendo 14 canais retangulares paralelos com dimensões 0,8 (largura) mm x 2 mm (altura) x 20 mm (comprimento). O desempenho do sistema foi avaliado por meio do CTC e Δp , sob diferentes condições. Nos testes realizados, foram aplicadas condições atmosféricas para pressão de entrada (101 kPa) e condição subatmosférica, 73 kPa. As velocidades mássicas testadas foram 71 a 250 kg/m²s; título de vapor, x , na saída dos microcanais entre 0 - 0,9; e, fluxo de calor aplicado entre 25 e 140 W/cm². Os autores relataram um fluxo de calor máximo de 96 W/cm², mantendo a temperatura da superfície aquecida abaixo de 85 °C. Relataram também que o CTC médio sofre forte influência tanto da velocidade mássica como do fluxo de calor aplicado, e que os dados para pressão atmosférica seguem o mesmo comportamento, qualitativamente, comparado com a pressão subatmosférica, porém com valores de CTC superiores. Para a perda de pressão bifásica, os autores relataram que a mesma aumenta com o aumento do fluxo de calor até um ponto máximo onde começa a reduzir, para velocidades mássicas mais baixas. Para $G = 250$ kg/m²s não foi observado esse comportamento de diminuição do Δp . Por fim, o aumento da pressão de entrada reduz significativamente a perda de pressão, comportamento similar aos canais convencionais.

Com os avanços nos estudos envolvendo dissipadores de calor baseados em microcanais, os pesquisadores começaram a perceber as limitações da aplicação dessa geometria durante a ebulição convectiva. Foram observados ganhos no CTC utilizando microcanais, principalmente para entrada subresfriada do fluido de trabalho. Porém, à medida que o título de vapor aumentava ao longo dos microcanais, ocorria a inversão do escoamento de fluido refrigerante, acarretando instabilidades térmicas, afetando diretamente o desempenho da transferência de calor (KADAM e KUMAR, 2014; KANDLIKAR, 2016).

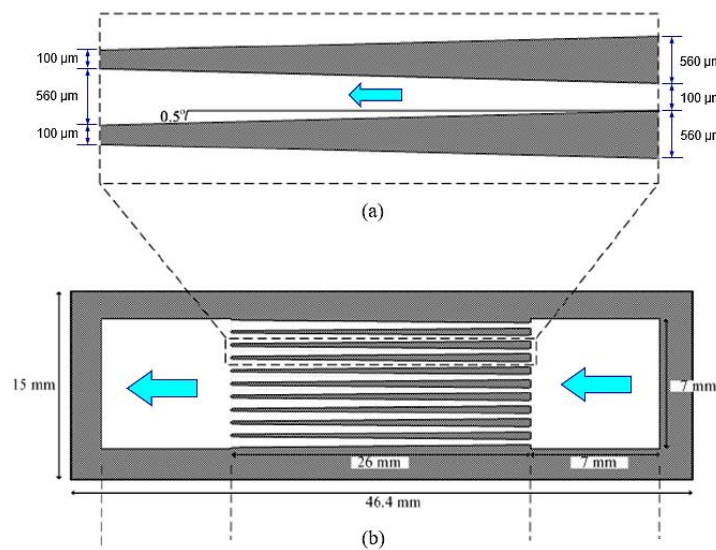
O escoamento reverso do fluido de trabalho e as instabilidades térmicas ocorrem, respectivamente, devido ao rápido crescimento das bolhas de vapor em direção ao *plenum* de entrada dos microcanais e ao bloqueio da passagem do canal. Esse fenômeno resulta em flutuações na temperatura, vazão e pressão do sistema, o que leva à degradação da transferência de calor (PRAJAPATI et al., 2017).

Buscando soluções para o problema de instabilidade do escoamento na ebulição em microcanais, começaram a surgir técnicas para o aprimoramento dos dissipadores de calor. Uma das técnicas sugeridas foi a modificação da área de superfície do canal, por meio de microcanais de seção transversal divergentes, o que poderia facilitar o escoamento do fluido no sentido preferencial para a troca de calor.

Mukherjee e Kandlikar (2005) originalmente propuseram a ideia de aumentar a área da seção transversal dos microcanais ao longo da direção do escoamento do fluido refrigerante, para reduzir as instabilidades e melhorar o desempenho térmico dos dissipadores de calor. Os autores relataram que as bolhas de vapor em um microcanal divergente se movem facilmente na direção do escoamento de fluido devido à divergência do canal. Além disso, a diferença na força de tensão superficial da bolha leva ao surgimento de uma força motriz adicional, que tende a “empurrar” as bolhas para fora do microcanal.

Nas pesquisas de Lu e Pan (2009), os autores avaliaram dissipadores de calor com base em microcanais com seção transversal divergente, além de dissipadores com sítios de nucleação ao longo da superfície inferior dos microcanais. A Figura 3 ilustra a geometria do dissipador de calor utilizado nos testes. Os autores relataram que os microcanais divergentes induziram o escoamento em uma direção preferencial e reduziram o efeito das instabilidades térmicas devido ao fluxo reverso da ebulição convectiva confinada.

Figura 3 - Esquema dos multimicrocanais com seção transversal divergente
(a) Seção de um microcanal; (b) Vista do plano superior



Fonte: Adaptado de Lu e Pan (2009).

Outros autores também pesquisaram extensivamente o desempenho da transferência de calor em microcanais divergentes (BALASUBRAMANIAN et al., 2011; FU et al., 2012). Esses autores estudaram a influência do ângulo de divergência dos microcanais sobre o comportamento térmico e fluidodinâmico dos dissipadores de calor, e ambos relataram que nos microcanais divergentes ocorre a evacuação suave das bolhas de vapor, reduzindo instabilidades térmicas, favorecendo a troca de calor para fluxos de calor mais elevados (ebulição convectiva) e diminuindo a perda de pressão no sistema.

Uma alternativa de modificação na configuração de microcanais, com o intuito de minimizar as instabilidades presentes nesse sistema, foi a de microcanais segmentados ou microaletados (*micro pin-fins*), abordados na Seção 2.4.1. O desenvolvimento recente de técnicas de microfabricação permitiram geometrias complexas em escala reduzida como, por exemplo, superfícies mini e microaletadas, cavidades perfuradas e cavidades reentrantes. Assim, nos últimos anos, diversos estudos envolvendo transferência de calor em dissipadores de calor microaletados foram apresentados, a fim de caracterizar os mecanismos de troca térmica presentes e propor meios de prever o comportamento térmico e hidrodinâmico destes sistemas.

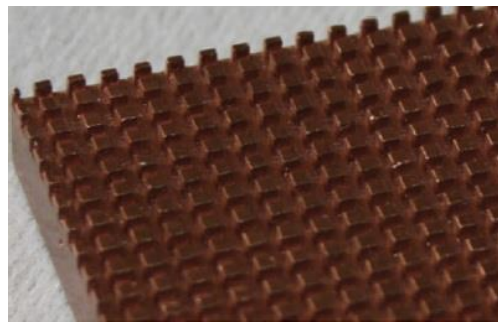
2.4.1 Ebulição convectiva em trocadores de calor microaletados

No sistema de trocadores de calor microaletados ou canais segmentados, os microcanais principais são cortados por canais secundários (Figura 4) e, devido a essas interconexões, é mantida uma mistura bifásica que facilita a regeneração das camadas limites térmica e

fluidodinâmica ao longo do escoamento do fluido refrigerante. Além disso, as microaletas proporcionam maior troca térmica em regime de ebulição convectiva devido ao vapor que fica preso entre as aletas funcionar como “embrião de vapor” em sítios de nucleação adicionais.

As microaletas podem ter diferentes formas e tamanhos e, também, podem estar dispostas em diferentes padrões a fim de melhorar a transferência de calor (TULLIUS, 2013; LIANG e MUDAWAR, 2019; LI et al., 2020). Destaca-se ainda que o espaçamento ideal das aletas depende do fluido de trabalho e seu subresfriamento no sistema. Os arranjos de canais mini e microaletados são considerados uma estrutura promissora para dissipadores de calor compactos (McNEIL et al., 2014).

Figura 4 - Exemplo de microcanais segmentados (aletados)



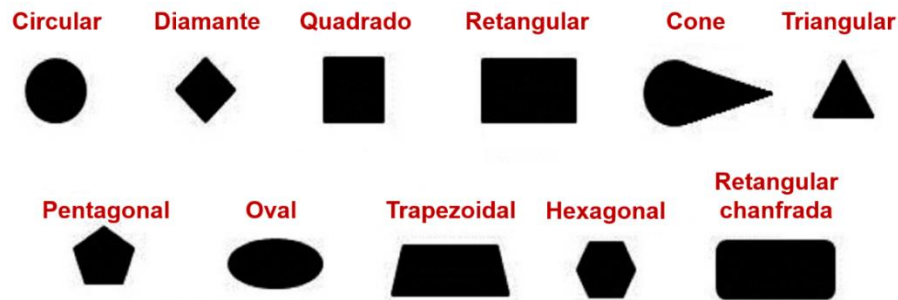
Fonte: McNeil et al. (2014).

Em geral, dois tipos de arranjos são utilizados na literatura, chamados arranjos “alinhados” e “escalonados”. Em um arranjo alinhado, as microaletas seguem a coluna anterior em linha reta. Por sua vez, em um arranjo escalonado, as microaletas da segunda coluna estão em uma linha vizinha e esse padrão cruzado muda até a saída do dissipador de calor (MOHAMMADI & KOŞAR, 2018).

Embora a maioria das pesquisas da área considerem seções transversais circulares e quadradas, existem diversos perfis que podem ser utilizados para fabricar as microaletas. A Figura 5 ilustra algumas das formas transversais utilizadas no meio científico. A questão das dificuldades de fabricação ainda é o maior limitador para trabalhar com perfis complexos; o que explica o maior número de trabalhos com microaletas de seção transversal quadrada e circular.

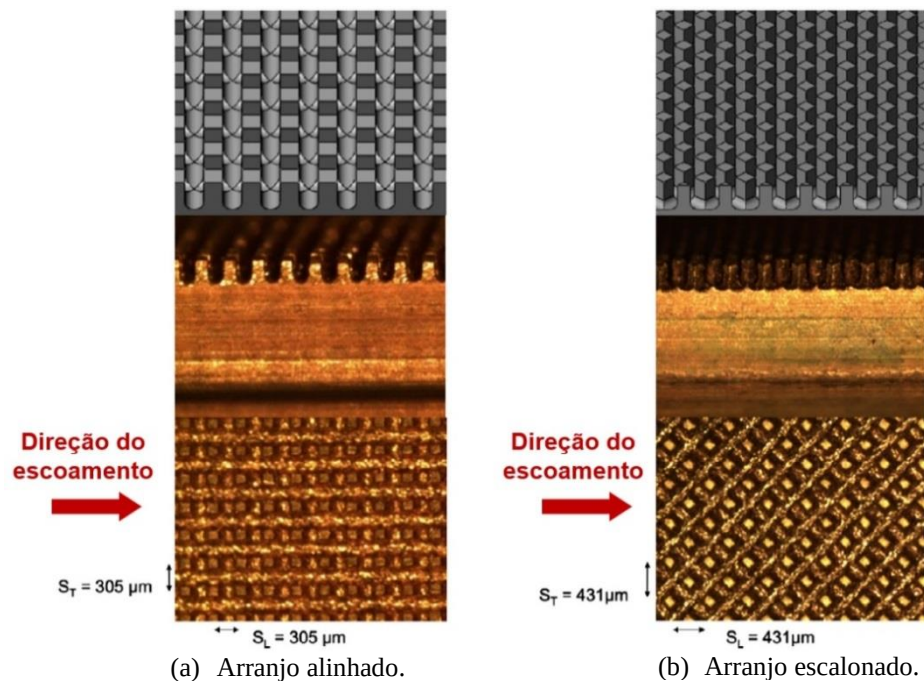
Reeser et al. (2014) investigaram a transferência de calor em ebulição convectiva utilizando micropilares, onde as aletas foram fabricadas em dois diferentes tipos de arranjo: alinhados e escalonados, conforme ilustrado na Figura 6. Utilizaram água deionizada e HFE-7200 como fluidos de trabalho, com título de vapor de até 90% na saída do dissipador. Os pinos foram fabricados com 153 μm de largura e 305 μm de altura.

Figura 5 - Diferentes seções transversais que podem ser empregadas em dissipadores de calor microaletados



Fonte: Adaptado de Mohammadi e Koşar (2018).

Figura 6 - Arranjos alinhados e escalonados das microaletas



Fonte: Adaptado de Reeser et al. (2014).

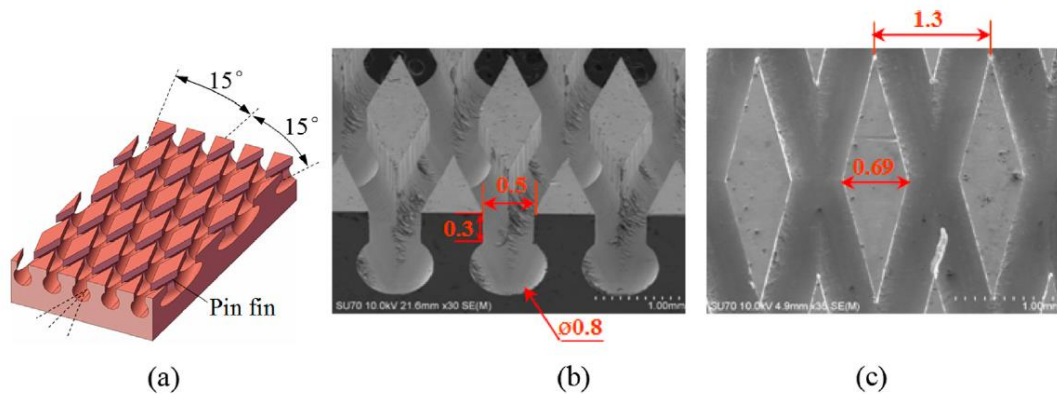
Os autores relataram um ganho de 50% no CTC médio para o arranjo escalonado dos micropilares para o fluido HFE-7200. Já, a perda de pressão foi em média 50% maior para os arranjos escalonados em comparação com os arranjos alinhados, tanto para o HFE-7200 quanto para água deionizada.

Prajapati et al. (2017) compararam características da transferência de calor em três tipos de microcanais: paralelos uniformes, microcanais divergentes e microcanais segmentados oblíquos. Os canais foram fabricados com $750 \mu\text{m}$ de altura, em cobre eletrolítico, e o fluido de trabalho foi água deionizada. Os autores relataram que o desempenho da transferência de calor dos microcanais com aletas segmentadas foi o melhor dentre as três configurações. Além disso, foi observada uma diminuição de 20 - 25% nas flutuações de temperatura, relacionadas às

instabilidades do escoamento bifásico, para os microcanais segmentados. No caso das flutuações na pressão do sistema, os microcanais divergentes apresentaram redução de 15% na amplitude das oscilações, em relação aos canais uniformes; já os microcanais segmentados apresentaram redução de 25%, em média, na amplitude das oscilações.

Deng et al. (2019) propuseram um novo tipo de dissipador de calor com microcanais reentrantes interligados com microaletas (PFIRM – *pin-fin interconnected reentrant micro-channels*), testados em ebulição convectiva, utilizando água deionizada e etanol como fluidos de trabalho, para avaliar as características da transferência de calor bifásica, perda de pressão e instabilidades do escoamento. O dissipador foi usinado com duas direções de microcanais reentrantes com ângulo de 30° de intersecção na parte inferior, e arranjo escalonado de microaletas com perfil diamante na parte superior (Figura 7). Foram utilizados subresfriamento de 40 e 10 °C na entrada do escoamento e velocidades mássicas de 125 a 300 kg/m²s.

Figura 7 - Desenho esquemático e MEVs dos microcanais reentrantes interconectados com microaletas de Deng et al. (2019). (a) Diagrama 3D; (b) Imagem MEV da seção transversal; (c) Imagem MEV da vista superior. Todas as unidades de medida na figura são em mm



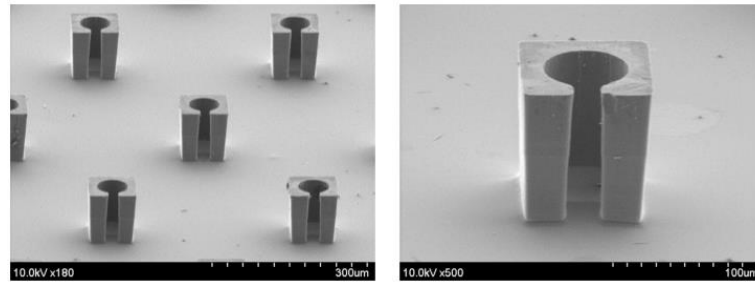
Fonte: Deng et al. (2019).

Os autores relataram um aumento de 39-284% no CTC bifásico para testes com água deionizada e, 29-220% de aumento para o etanol, em comparação com os microcanais paralelos. Eles atribuíram esse ganho no CTC devido ao fato dos microcanais interconectados, juntamente com as microaletas, fornecerem diferentes caminhos para a movimentação das bolhas de vapor e diminuírem o efeito de confinamento das mesmas. Além disso, os espaços reentrantes forneceram condições ideais para nucleação das bolhas, contribuindo para o aumento da transferência de calor no PFIRM. Deng et al. (2019) relataram também que houve decréscimo no CTC com o aumento do fluxo de calor e título de vapor, para a região de baixo fluxo de calor. Nas regiões de médio e alto fluxo de calor, o CTC permaneceu quase constante para uma ampla faixa de títulos de vapor. Relataram também aumento na perda de pressão, com o aumento de

q'' e x , e a velocidade mássica influenciou fortemente a perda de pressão em regiões de alto e moderado fluxos de calor.

Combinando microaletas e sítios artificiais de nucleação, Chien et al. (2020) investigaram experimentalmente a transferência de calor, perda de pressão e padrões de escoamento na ebulição convectiva do fluido FC-72. Os autores fabricaram uma superfície híbrida de 100 mm², com microaletas quadradas de 100 μ m x 100 μ m de seção transversal por 100 μ m de altura, distribuídas em arranjo escalonado com passos transversal e longitudinal de 400 μ m. No interior das microaletas foi fabricada uma cavidade com formato cilíndrico (diâmetro de 60 μ m) e diferentes aberturas: 15 μ m e 45 μ m, alinhadas na direção à jusante do escoamento, como mostrado na Figura 8.

Figura 8 - Imagem MEV das microaletas com abertura de 15 μ m (C-60-15), em arranjo escalonado



Fonte: Chien et al. (2020).

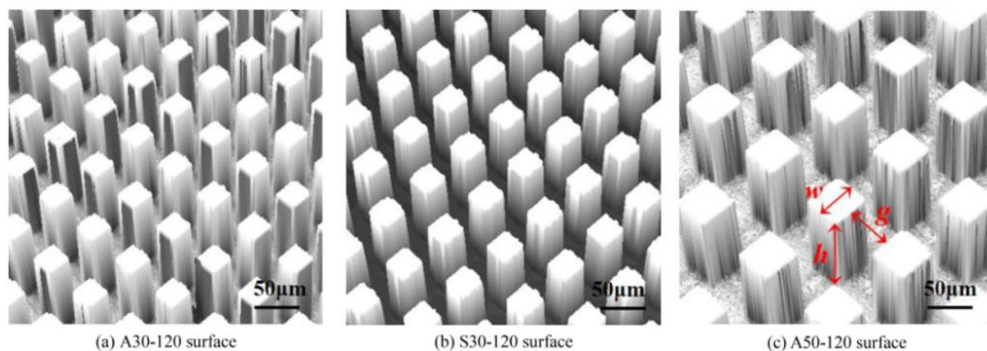
Os experimentos foram realizados com velocidades mássicas de 94 a 275 kg/m²s, fluxo de calor imposto de 0 – 10 W/cm², e duas temperaturas de saturação, 35 e 50 °C. Os resultados mostraram que o efeito da largura de abertura da cavidade artificial é significativo para velocidades mássicas mais altas, sendo que a menor largura leva a um menor superaquecimento da superfície do microtrocador de calor – 3,44 °C menor para abertura de 15 μ m quando comparado com a de 45 μ m. Os autores observaram também que o CTC aumenta com o aumento da velocidade mássica (G), independente do padrão de escoamento. A perda de pressão aumenta suavemente com o aumento de G no regime monofásico, porém aumenta drasticamente com o aumento do fluxo de calor imposto para o escoamento bifásico. A existência da cavidade resultou em uma perda de pressão menor, para velocidades mássicas mais altas.

Asrar, Ghiaasiaan e Joshi (2021) realizaram uma investigação experimental da ebulição convectiva do fluido dielétrico refrigerante R245fa em *microgaps* aprimorados com microaletas fabricadas em silício, no formato de pinos cilíndricos, com 150 μ m de altura e 200 μ m de espaçamento lateral, em arranjo escalonado. Foram testadas diferentes condições de velocidade mássica (entre 781 e 5210 kg/m²s) e de temperatura de entrada (entre 13 e 18 °C). Os autores

relatarem que, para o regime monofásico, o CTC aumentou com o aumento do G , o que já era esperado. Para G 's mais baixos, o CTC aumentou ligeiramente com o aumento do fluxo de calor, o que os autores relacionaram à diminuição da viscosidade do fluido. O CTC aumentou com o aumento da temperatura, quando o sistema passa para regime bifásico. Os autores compararam os testes desse dispositivo com os resultados de trabalhos anteriores com espaçamento menor entre as microaletas (ASRAR et al., 2018). Os resultados mostraram que o dispositivo atual, com $G = 2084 \text{ kg/m}^2\text{s}$, mostrou melhor desempenho térmico. Em relação à perda de pressão e título de vapor, Asrar, Ghiaasiaan e Joshi (2021) relataram o mesmo que Woodcock et al. (2015) e Chien et al. (2020), sendo independente do fluxo de calor no regime monofásico, porém aumentando drasticamente com a intensificação da ebulição convectiva.

Estudos utilizando microaletas quadradas foram desenvolvidos por Ma et al. (2022), onde os autores analisaram o desempenho hidrodinâmico e térmico em três configurações de microaletas fabricadas em material semiconductor (silício P-dopado tipo-N), com geometrias bastante reduzidas: altura de $120 \mu\text{m}$, largura das aletas igual ao espaçamento entre as mesmas ($30 \mu\text{m}$ em arranjo alinhado e escalonado; e $50 \mu\text{m}$ em arranjo alinhado), mostradas na Figura 9, utilizando água deionizada como fluido de trabalho (a 1 atm). Os testes foram realizados para velocidades mássicas, G , de 200 a $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e temperatura de entrada do fluido de 30 a 50°C , e os resultados foram comparados a uma superfície lisa (sem microaletas).

Figura 9 - Geometrias das superfícies microaletadas testadas por Ma et al. (2022)



Fonte: Adaptado de Ma et al. (2022).

Os autores relataram que a perda de pressão aumentou com o aumento de G (cerca de 60% de aumento na perda de pressão para aumento de $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$), e não observaram forte influência do fluxo de calor imposto. Relataram, também, que as superfícies com microaletas não apresentaram instabilidades no escoamento, como visto em microcanais e na superfície lisa, associando esse comportamento a característica hidrofóbica das superfícies microaletadas (ângulo de contato estático entre 140° e 152°) junto com o efeito da formação de microbolhas

durante a ebulição convectiva, que reduz o efeito de arrasto, quando comparado às grandes bolhas coalescidas formadas sobre a superfície lisa, o que refletiu em ganho sobre o fluxo de calor crítico. Para um mesmo valor de G , as superfícies com menor largura de aletas e vão apresentaram redução média de 45,8% para arranjo alinhado, 31,9% para escalonado, na perda de pressão, quando comparadas a amostra lisa. Porém, a amostra com maior espaçamento mostrou redução de apenas 12%, visto que o efeito da formação de microbolhas nesse arranjo era reduzido e observou-se a formação do padrão pistonado de bolhas, que aumenta os efeitos de arraste, refletindo aumento na perda de pressão. Para a performance térmica, os autores relataram ganho máximo de 34% na redução da resistência térmica para superfície A30-120, com perda de pressão correspondente de 44%.

Recentemente, Ateş et al. (2023) estudaram a ebulição convectiva em seis diferentes arranjos de minicanais de 3 mm de altura, com configurações sem aleta, com minialetas elípticas (com 1 mm, 2 mm, 2,9 mm e 3 mm de altura), e com minialetas elíticas + minialetas cilíndricas distribuídas na entrada do escoamento (Figura 10), fabricados em liga de alumínio (6061), utilizando HFE-7000 como fluido de trabalho, para fluxos de calor de 50 a 1300 kW/m² e velocidades mássicas de 125, 180 e 280 kg/m²s.

Figura 10 - Esquema ilustrativo das geometrias das microaletas testadas por Ateş et al. (2023)



Fonte: Adaptado de Ateş et al. (2023).

Os autores sugerem que as minialetas levam a um ganho significativo na transferência de calor – de 62% a 99% (para configuração #6: com minialetas elíticas + cilíndricas na entrada do escoamento, e altura 2,9 mm) – devido a distribuição uniforme do escoamento ao longo do trocador de calor e redução do efeito de bloqueio causado por bolhas alongadas coalescidas, que ocorrem em altos fluxos de calor. Isso, por sua vez, também favorece a redução da perda de pressão em todas as configurações com minialetas quando comparadas ao caso sem aletas.

2.5 CONCLUSÕES DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Por meio da revisão bibliográfica, entende-se que superfícies microaletadas (ou microcanais segmentados) são propostas promissoras para aumento da performance térmica e fluidodinâmica de sistemas que operam em ebulição convectiva, capazes de dissipar altos fluxos de calor, mesmo em pequenas áreas de contato. Por isso, a transferência de calor em microcanais segmentados foi, e ainda é extensivamente estudada pela comunidade científica, porém ainda existem algumas lacunas de conhecimento, sendo muitos dos trabalhos desenvolvidos com base no método de tentativa e erro. Tais estudos abordam diferentes dimensões e configurações de microaletas, e diferentes fluidos de trabalho, buscando compreender os mecanismos físicos responsáveis pela troca térmica, em especial, em sistemas de ebulição convectiva, na tentativa de elaborar modelos que possam ser aplicados em escala industrial e que sejam capazes de prever o coeficiente de transferência de calor, o comportamento do fluxo crítico de calor e a perda de pressão ao longo do escoamento.

Nesta revisão bibliográfica realizou-se uma pesquisa abrangendo as características do processo de ebulição, inclusive o comportamento desse sob condições de macro e microescala, com suas características, aplicações e influência no mecanismo de transferência de calor. Algumas conclusões podem ser apresentadas desse estudo:

- ✓ A ebulição nucleada se apresenta como o regime de transferência de calor mais eficiente termodinamicamente, onde é possível dissipar altos fluxos de calor com uma pequena diferença de temperatura entre a superfície aquecida e o fluido de trabalho;
- ✓ Combinando a geometria dos microcanais com ebulição do fluido refrigerante, é possível atingir fluxos de calor dissipados da ordem de 10 MW/m^2 . Porém, a utilização de microcanais retangulares em ebulição convectiva possui algumas dificuldades técnicas, como o escoamento reverso do fluido e instabilidades térmicas no trocador de calor. Assim, novas configurações de microcanais vêm sendo pesquisadas, entre elas a utilização de microcanais segmentados. Esses apresentam alta eficiência de troca térmica devido ao aumento da área efetiva de contato com o fluido refrigerante, mantendo as vantagens de aplicação dos microcanais, porém reduzindo o efeito das instabilidades;
- ✓ Como efeito principal pela segmentação dos microcanais, observa-se aumento na perda de pressão, principalmente no arranjo escalonado. Porém, tal aumento pode ser relevado em comparação à melhora no desempenho térmico geral e diminuição das instabilidades no escoamento.

- ✓ Quando comparadas a superfícies lisas, sistemas microaletados, além de melhorarem a performance térmica, promovem também redução do efeito de arraste de bolhas de vapor alongadas (na ocorrência de padrões pistonado e anular de escoamento), devido à “quebra” dessas bolhas coalescidas. Isso reflete em ganhos na estabilidade do escoamento, redução significativa na ocorrência de fluxo reverso, e diminuição da perda de pressão para sistemas com frações de vazão mais elevadas.

Assim, observa-se que a ebulição convectiva em superfícies aquecidas microaletadas pode ser um processo complexo, influenciado por fatores como a geometria das aletas, as propriedades do fluido de trabalho, a velocidade mássica e o fluxo de calor imposto. Compreender e otimizar esse processo é de extrema importância para melhoria da eficiência e do desempenho de sistemas de transferência de calor em microescala.

Assim, o presente trabalho buscou analisar os efeitos de algumas dessas variáveis, testando diferentes geometrias de microaletas quadradas, variando-se a velocidade mássica, temperatura do fluido na entrada do escoamento, e fluxo de calor imposto, utilizando o fluido dielétrico HFE-7100 (em destaque pelas propriedades termofísicas adequadas para uso em resfriamento de componentes eletrônicos, bem como pelas características favoráveis ecologicamente), onde os resultados apresentados são extensivamente discutidos com objetivo de elucidar algumas dessas lacunas.

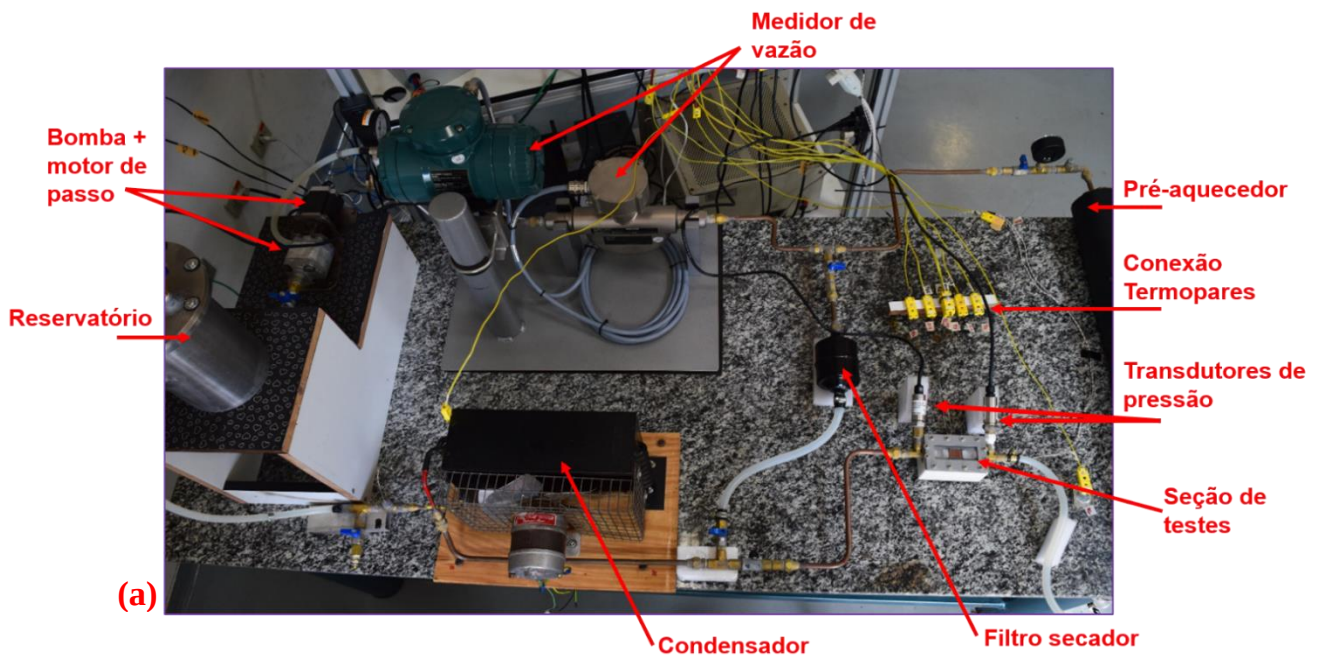
3 MATERIAIS E METODOLOGIA EXPERIMENTAL

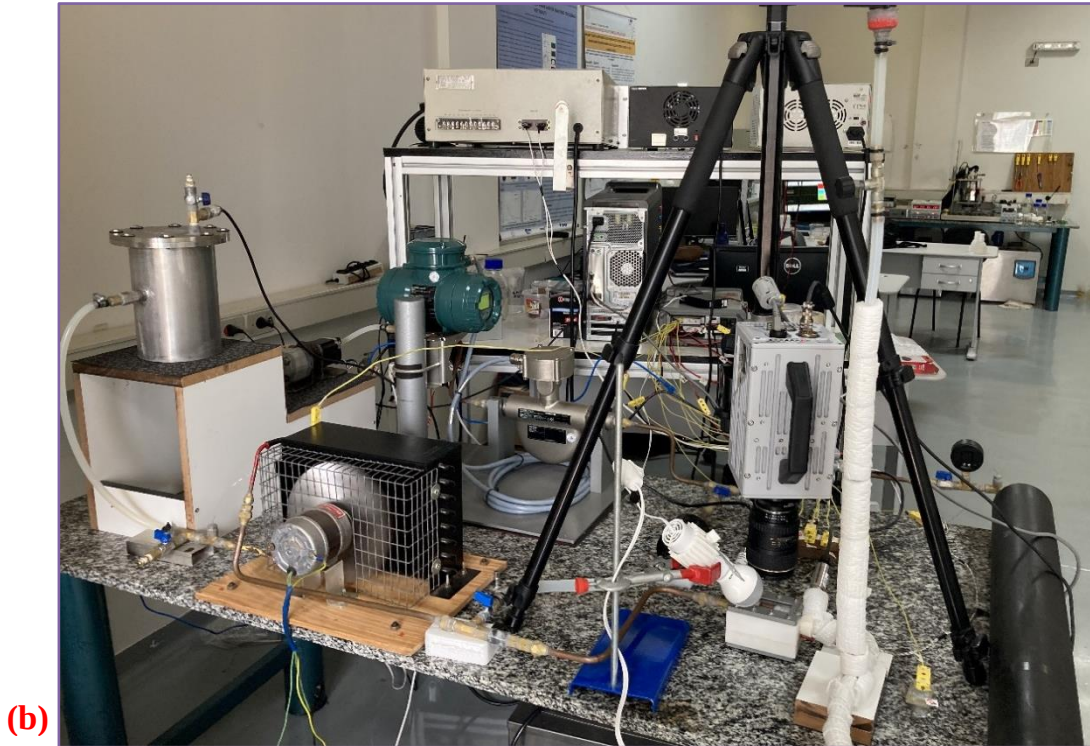
Para realizar a análise experimental das características da ebulição convectiva, do coeficiente de transferência de calor e da perda de pressão em sistemas microaletados, utilizando HFE-7100 como fluido de trabalho, foi construída uma bancada experimental, com base no *know-how* de uma bancada anterior do Grupo de Pesquisa Nest-n (Núcleo de Estudos em Transferência de Calor e Nanotecnologia) que operava com microcanais convencionais. Nas seções a seguir são apresentados os projetos da seção de testes, a montagem final do aparato experimental e a caracterização das superfícies de testes.

3.1 BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental, composta pela seção de testes, circuito de escoamento do fluido e demais equipamentos (fontes de potência, sistema de aquisição de dados e computadores), foi montada no Laboratório de Escoamento Bifásico, no bloco M4 do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira/UNESP. A Figura 11 apresenta imagens da bancada experimental, montada e em operação, utilizada no presente estudo.

Figura 11 - Imagem da bancada experimental
(a) Circuito base; (b) Bancada experimental em operação





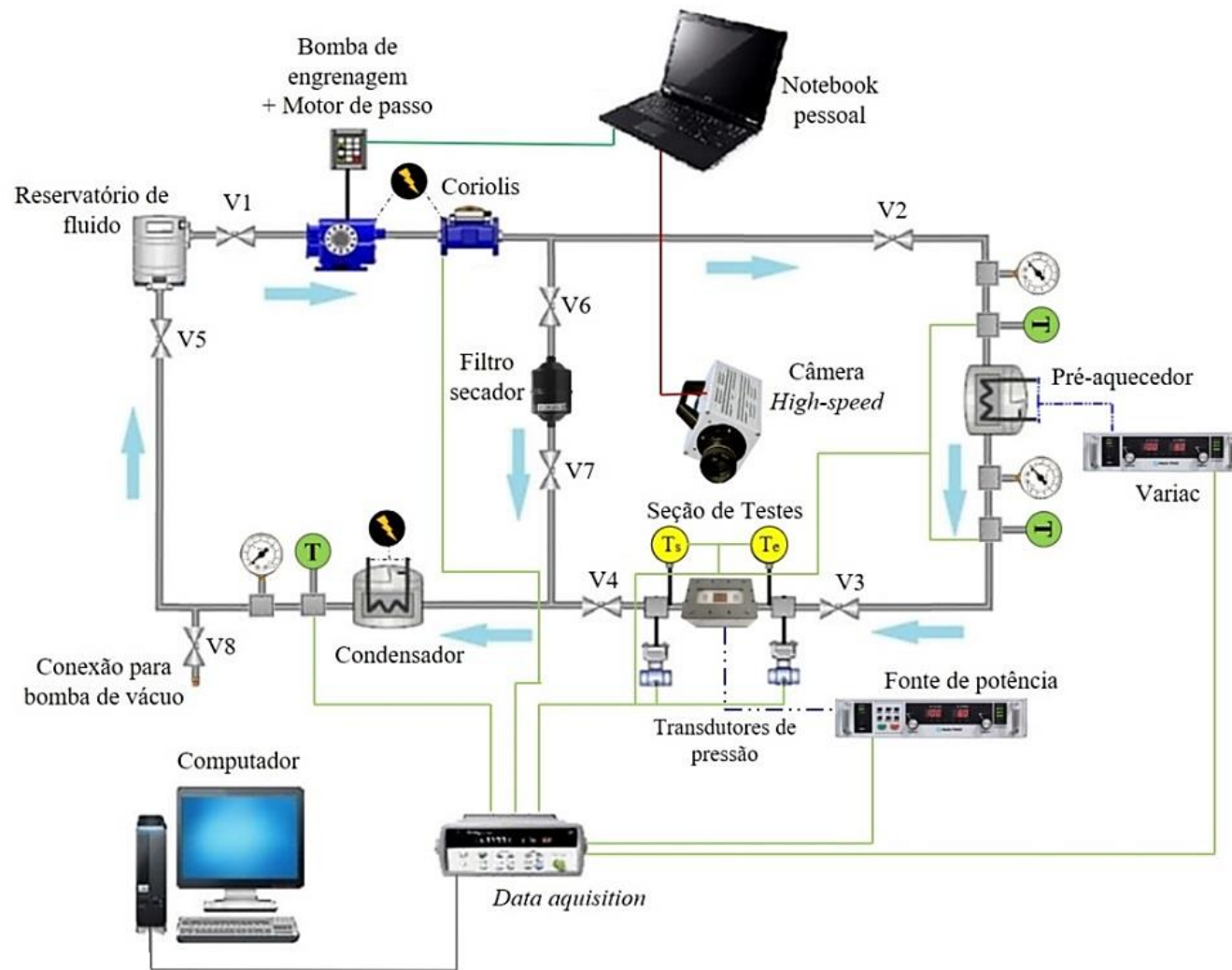
Fonte: Elaboração da própria autora.

A Figura 12 apresenta um diagrama esquemático do aparato experimental montado para os testes de ebulição convectiva, indicando os componentes principais e os pontos de medição da pressão, temperatura e vazão mássica.

A seguir, faz-se a descrição de cada componente do circuito, com suas respectivas funções e especificações:

Reservatório de fluido: utilizado para carregar e armazenar o fluido de trabalho; foi fabricado em aço inoxidável (com 225 mm de altura, 135 mm de diâmetro e volume de aproximadamente 3,5 l), com um visor em policarbonato na parte superior para verificar o nível e a circulação do fluido. É o local onde o fluido de trabalho se encontra na fase líquida, instalado no circuito a montante da bomba de engrenagem, possuindo uma elevação em relação à mesma, para que a força gravitacional mantenha a entrada da bomba inundada com o fluido de trabalho. A Figura 13 apresenta uma fotografia do reservatório já instalado na linha do circuito.

Figura 12 - Diagrama esquemático da bancada experimental



Fonte: Elaboração da própria autora.

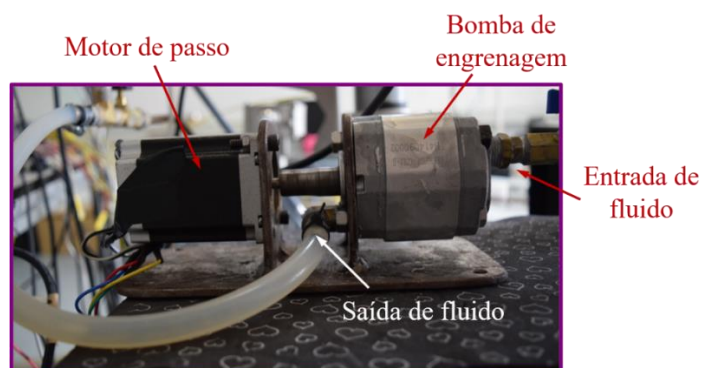
Figura 13 - Reservatório do fluido de trabalho



Fonte: Elaboração da própria autora.

Bomba de engrenagem: para deslocar o fluido, utiliza-se uma bomba de engrenagem comercial (Tuthill, Série D 0.19) acoplada a um motor de passo (para controlar a vazão nos testes bifásicos) controlado por inversor de frequência. A Figura 14 mostra a bomba instalada no circuito da bancada experimental. O ajuste fino da vazão é feito por meio de uma válvula tipo agulha (marca Swagelok, modelo SS-4GUF4, 1/4" NPT). Durante os testes bifásicos torna-se muito difícil o controle da vazão devido ao limite de trabalho dessa bomba; o ideal seria a utilização de uma microbomba, controlada por um inversor de frequência.

Figura 14 - Bomba de engrenagem acoplada ao motor de passo

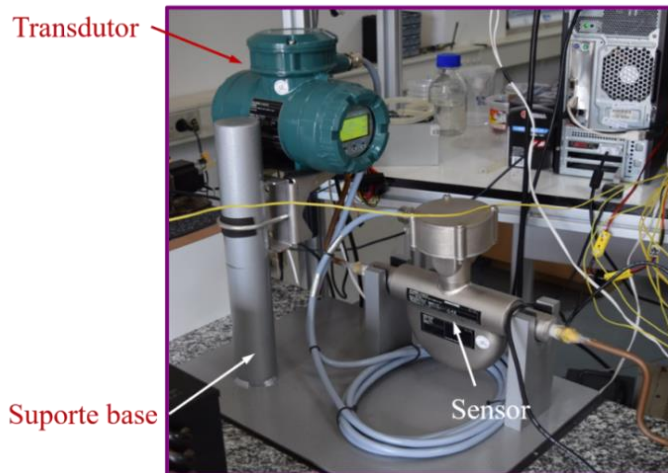


Fonte: Elaboração da própria autora.

Medidor de vazão mássica: Foi utilizado um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis (YOKOGAWA RotaMASS modelo RCEP25S remoto, incerteza de medição de 0,10%), que mostra a vazão proporcionada pelo ajuste na rotação da bomba, em kg/s, e registra esses dados através de uma interface com o sistema de aquisição de dados da bancada. Para instalação do medidor de vazão mássica no circuito da bancada, foi necessário fabricar um suporte metálico, que possibilitasse a instalação e sustentação das duas peças: sensor e transdutor do medidor de vazão,

isolado com borracha nitrílica para redução de ruídos na leitura devido à vibração. A Figura 15 mostra o medidor de vazão mássica já acoplado ao circuito.

Figura 15 - Medidor de vazão mássica montado no suporte de base



Fonte: Elaboração da própria autora.

Pré-aquecedor: consiste em uma resistência elétrica do tipo fita enrolada em uma tubulação de cobre (9,5 mm de diâmetro e 800 mm de comprimento), isolada do meio ambiente através de espuma de poliuretano e PVC. O fluido de trabalho escoia pelo pré-aquecedor, sendo possível aquecê-lo próximo à temperatura de saturação. Isto garante que o fluido HFE-7100 entre na seção de testes em condições de subresfriamento (≈ 10 e 20 °C). O pré-aquecedor foi instalado a montante da seção de testes, e foram instalados termopares e manômetros na entrada e saída do mesmo, possibilitando o acompanhamento das condições de escoamento do fluido de trabalho, principalmente próximo à entrada da seção de testes (Figura 16).

Figura 16 - Pré-aquecedor instalado na linha principal

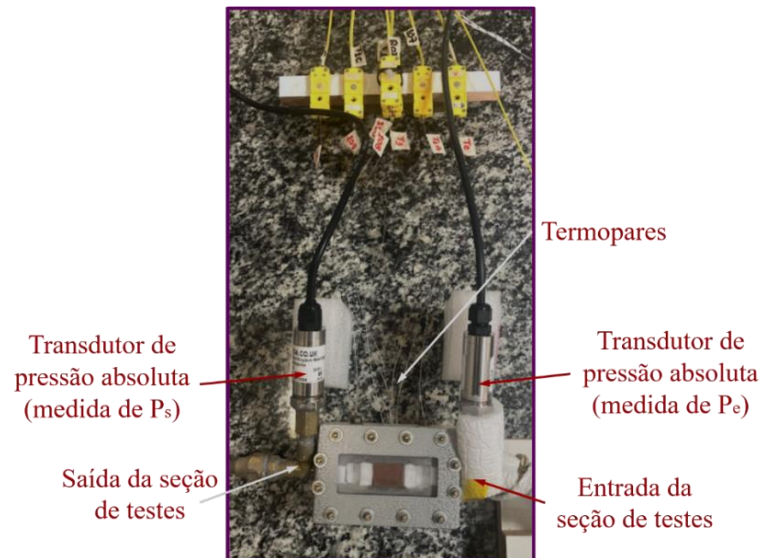


Fonte: Elaboração da própria autora.

Seção de testes: a Figura 17 apresenta a seção de testes já instalada no circuito principal da bancada experimental. Foram utilizados dois transdutores de pressão absoluta (marca ÔMEGA, modelo PXM309, 0-2 bar) para medição das pressões de entrada e saída da seção de testes. Para medição das temperaturas da superfície e do fluido, na entrada e saída da seção de testes, foram

utilizados termopares tipo K blindados. Detalhes do projeto, fabricação e caracterização das seções de testes utilizadas no presente estudo encontram-se nas Seções 3.1.1 e 3.1.2.

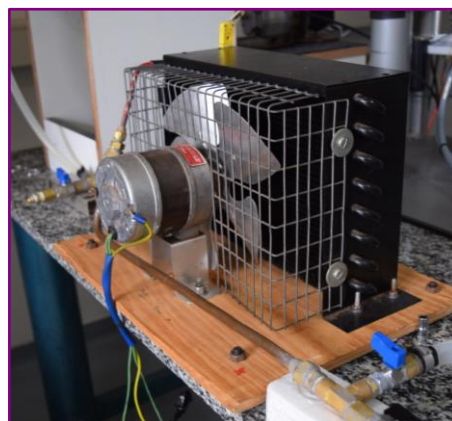
Figura 17 - Seção de testes instalada no circuito principal, junto com os instrumentos de medição utilizados



Fonte: Elaboração da própria autora.

Condensador: utiliza-se um condensador aletado de convecção forçada de ar, comumente utilizados em ciclos de refrigeração comerciais (Figura 18). O condensador é responsável por reduzir a entalpia do fluido de trabalho, retornando o mesmo para o estado líquido e temperatura ambiente, antes de voltar para o reservatório. Para verificar as condições de entrada do fluido de trabalho no reservatório, foram instalados um termopar e um manômetro na saída do condensador.

Figura 18 - Condensador instalado no circuito principal



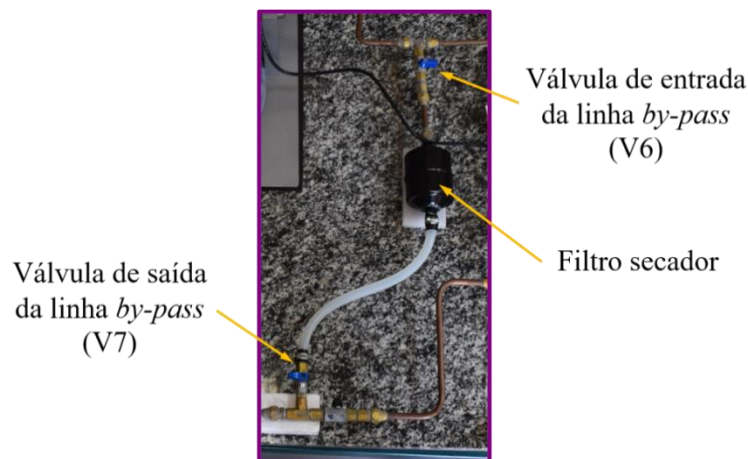
Fonte: Elaboração da própria autora.

Entrada para a bomba de vácuo: foi instalada na linha do circuito principal uma conexão que permite acoplamento com uma bomba de vácuo (indicado na Figura 12), utilizada para retirar o ar do circuito e favorecer o carregamento do fluido de trabalho na bancada experimental.

Tubulações: para a montagem do circuito da bancada experimental foi utilizada tubulação de cobre flexível, com diâmetro nominal de 3/8" (9,52 mm), do tipo utilizado em sistemas de refrigeração e climatização. Em algumas partes da linha optou-se por utilizar mangueiras de silicone (diâmetro interno de 1/4") que proporcionam menor perda térmica, principalmente após sair do pré-aquecedor, e mais flexibilidade na montagem e manutenção de componentes, cujo movimento ficaria limitado com os tubos de cobre. A tubulação entre o pré-aquecedor e a seção de testes foi recoberta com fita isolante térmica de fibra de vidro, com largura de 25 mm, para evitar resfriamento do fluido de trabalho antes de escoar pela seção de testes.

Linha *by-pass*: linha paralela ao circuito principal, instalada antes do pré-aquecedor, de modo que o fluido escoe do medidor de vazão para o condensador, passando pelo filtro secador. Essa linha é acionada pelo fechamento das válvulas V2 e V4, e abertura das válvulas V6 e V7, permitindo, além da limpeza do HFE-7100 ao passar pelo filtro, a possibilidade de manutenção da seção de testes e troca das amostras testadas (Figura 19).

Figura 19 - Linha *by-pass* com filtro secador e válvulas tipo esfera instalados



Fonte: Elaboração da própria autora.

Filtro secador: um filtro secador da marca Danffos (modelo DML163 hermético), do mesmo tipo utilizado em sistemas que operam com R132a, foi utilizado na linha *by-pass* para que pudesse ser feita a limpeza do fluido HFE-7100, quando o circuito principal precisa de manutenção.

Válvulas: as válvulas do tipo agulha, utilizadas em pontos não críticos, são da marca Schweers, modelo universal, ¼” NPT. A válvula tipo agulha para controle de vazão na saída da bomba é da marca Swagelok, modelo SS-4GUF4, conexão ¼” NPT. Por fim, as válvulas tipo esfera são da marca Genebre, modelo esfera mini PN16, ¼” BSP.

3.1.1 Seção de Testes

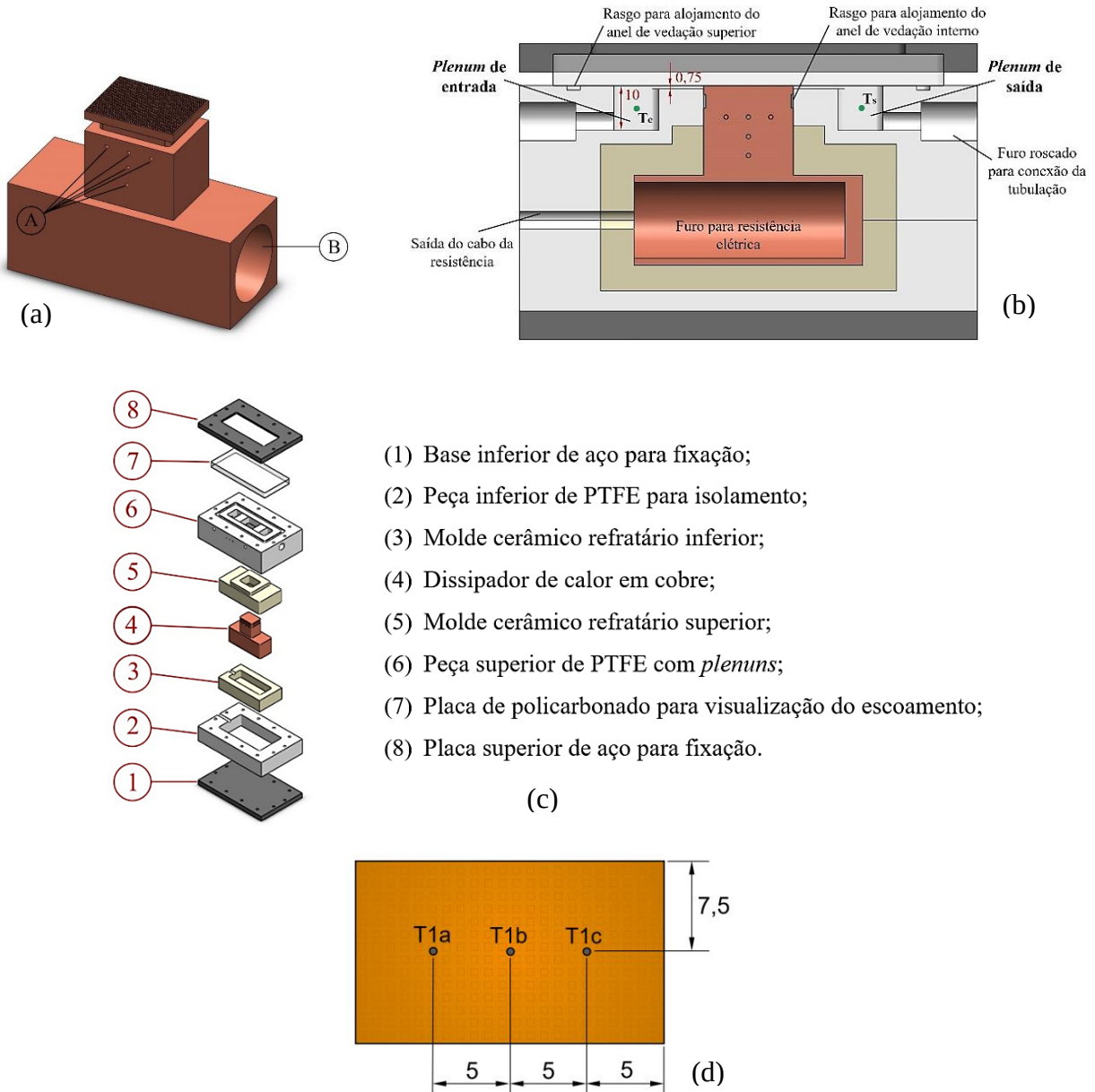
O projeto da seção de testes, que aloja o dissipador de calor, foi elaborado em *software* CAD para facilitar ajustes durante a fabricação e minimizar possíveis erros de montagem de cada componente; consiste em um bloco de cobre no qual foram usinadas as superfícies microaletadas, *plenums* de entrada e saída, e isolamento térmico do conjunto. A Figura 20 apresenta o projeto da seção de testes do dissipador de calor em diferentes vistas: perspectiva isométrica do dissipador de calor (Figura 20a); vista frontal em corte longitudinal da seção (Figura 20b); e, vista explodida do sistema (Figura 20c). Já a Figura 21 apresenta as etapas de montagem da seção de testes fabricada.

O bloco de cobre no qual as microaletas foram fabricadas possui 5 furos com diâmetro de 1 mm (item A, Figura 20a) para alojamento de termopares tipo K, com o objetivo de determinar a temperatura do dissipador ao longo do escoamento, bem como o fluxo de calor que está sendo efetivamente entregue ao dissipador e, conseqüentemente, transferido ao fluido de trabalho; os 3 furos usinados na direção perpendicular ao escoamento permitem a verificação da condição de condução unidimensional ao longo da peça de cobre. Além disso, o furo na base do bloco de cobre (item B, Figura 20b) foi projetado para acoplar a resistência elétrica (tipo cartucho, 250 W/220 V), a qual é alimentada por uma fonte de potência, que fornece o fluxo de calor imposto nos ensaios experimentais.

O isolamento térmico da seção é feito por meio de um molde cerâmico refratário (itens 3 e 5, Figura 20c) envolto por uma peça bipartida de politetrafluoroetileno, PTFE (Teflon®). Na peça superior de PTFE foram usinados os *plenums* de entrada e saída do dissipador de calor microaletado (item 6, Figura 20c), com o objetivo de o fluido de trabalho não estar aquecido antes do contato com a entrada dos canais segmentados do dissipador. Os *plenums* foram fabricados com dimensões 10 mm x 15 mm x 10 mm (altura x largura x comprimento), possuindo acesso para termopares tipo K que fazem a medição das temperaturas de entrada, T_e , e saída, T_s , da seção de testes. Entre os *plenums* e a superfície de testes foram fabricados canais com 0,75 mm de profundidade, com o objetivo de uniformizar o escoamento na entrada do dissipador de calor segmentado.

Figura 20 - Projeto da seção de testes do dissipador de calor microaletado

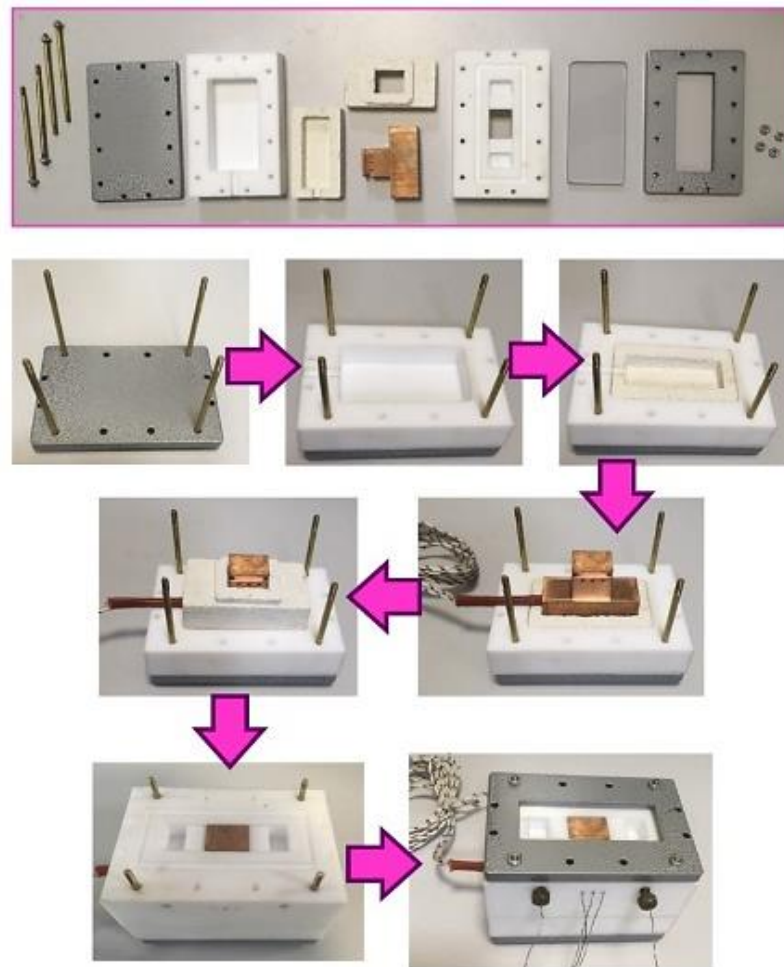
(a) Perspectiva isométrica do dissipador de calor; (b) Vista frontal em corte total com descrição dos detalhes internos (medidas em mm); (c) seção de testes em vista isométrica explodida com descrição dos componentes. (d) Posição dos termopares próximos a superfície (em mm) – vista superior



Fonte: Elaboração da própria autora.

Para a parte superior da seção de testes do dissipador de calor foi confeccionada uma placa de policarbonato transparente (item 7, Figura 20c), com 5 mm de espessura. Esse material tem a função de isolante térmico e permite a visualização do escoamento, como parte da caracterização do comportamento térmico e fluidodinâmico do sistema. Após os primeiros testes bifásicos observaram-se trincas na peça de policarbonato e, assim, uma nova peça de policarbonato com maior espessura (8 mm) foi confeccionada em substituição à primeira.

Figura 21 - Montagem do dissipador de calor microaletado fabricado

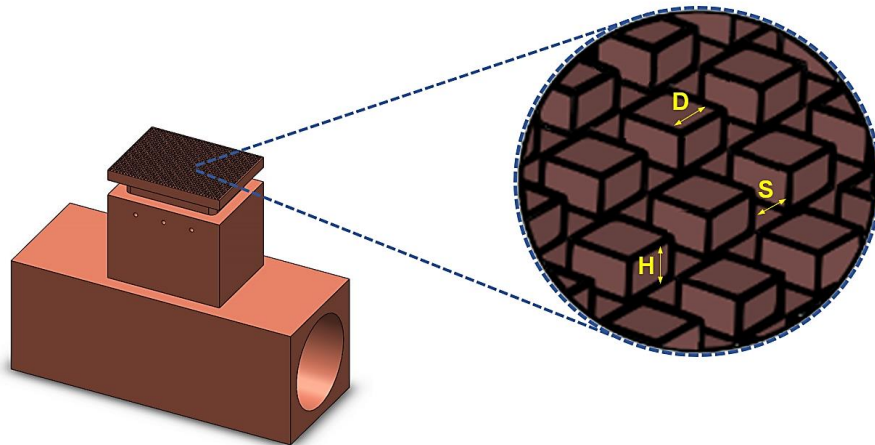


Fonte: Elaboração da própria autora.

3.1.2 Fabricação e caracterização das superfícies de teste

As superfícies de testes microaletadas, esquematizada na Figura 22, foram fabricadas com diferentes configurações (altura e orientação das microaletas) para avaliar se o grau de confinamento do sistema tem influência no comportamento das variáveis de interesse, CTC e perda de pressão. São microaletas quadradas, com largura $D = 300 \mu\text{m}$ e espaçamento entre aletas $S = 250 \mu\text{m}$, fabricadas sobre uma superfície de $20 \times 15 \text{ mm}$ (área projetada). O espaçamento entre aletas foi mantido o mesmo devido às limitações na fabricação (largura da microfresa utilizada é de $250 \mu\text{m}$). O material utilizado nas amostras foi cobre eletrolítico, e as microaletas foram fabricadas por meio do processo de microusinagem, utilizando uma fresadora de precisão CNC (Hermile, modelo C800U), localizada no Núcleo de Manufatura Avançada da Escola de Engenharia de São Carlos/USP, sob supervisão do Prof. Dr. Alessandro Roger Rodrigues.

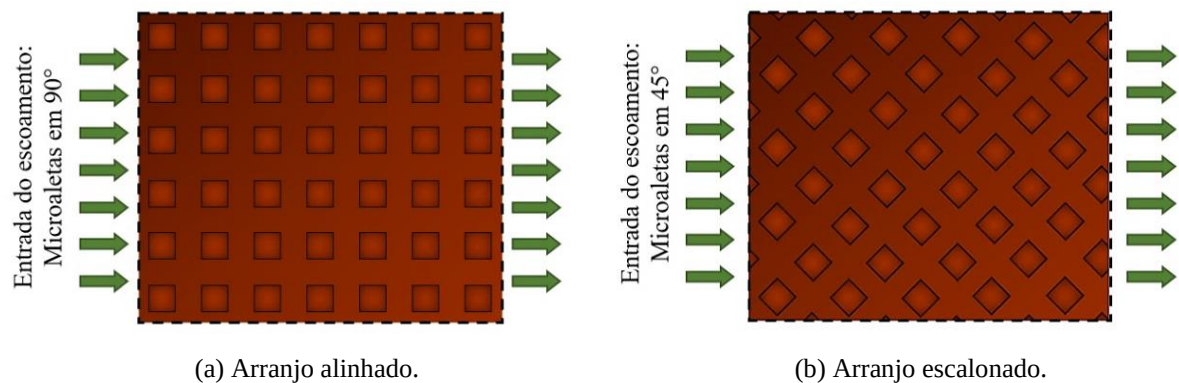
Figura 22 - Esquema da base de cobre onde foram fabricadas as superfícies microaletadas



Fonte: Elaboração da própria autora.

Foram projetados dois tipos de arranjo dos micropilares, um com a face das microaletas posicionadas ortogonalmente em relação à direção do escoamento, chamado de arranjo alinhado (Figura 23a), e outro diagonal, formando um ângulo de 45° com a direção do escoamento, como ilustrado na Figura 23b, chamado de arranjo escalonado.

Figura 23 - Arranjos construtivos das microaletas sobre a superfície de testes



(a) Arranjo alinhado.

(b) Arranjo escalonado.

Fonte: Elaboração da própria autora.

As características das superfícies de testes projetadas são apresentadas na Tabela 5.

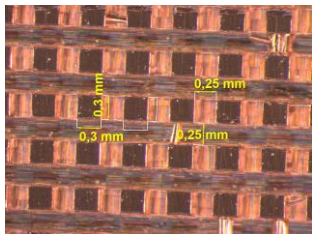
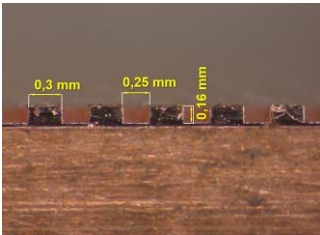
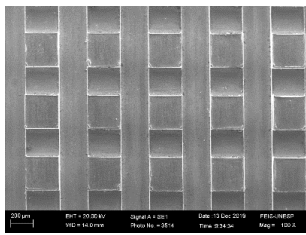
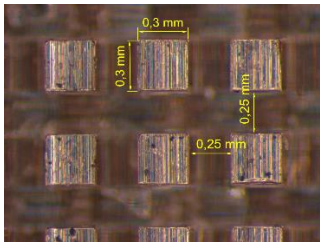
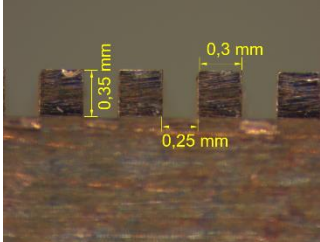
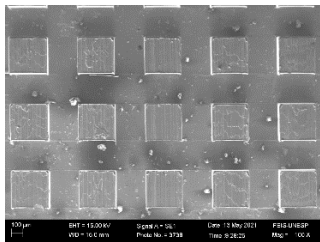
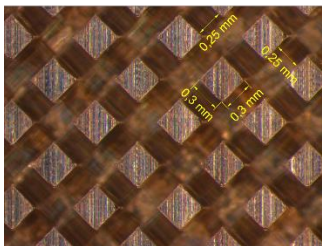
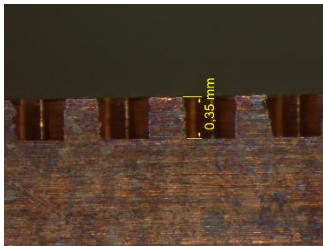
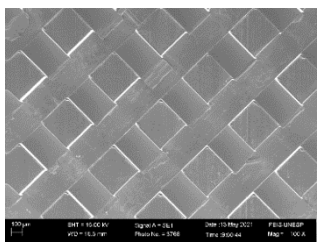
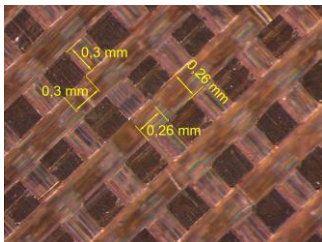
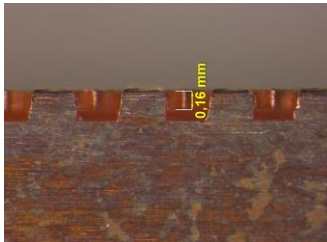
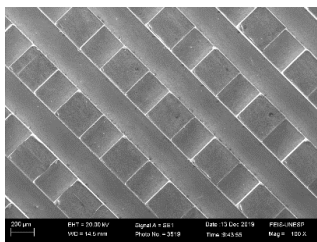
Tabela 5 - Características construtivas das superfícies de testes

Superfície	Arranjo	Altura, H [μm]	Largura, D [μm]	Espaçamento, S [μm]	Nº de aletas
S1	Alinhada	160	300	250	972
S2	Alinhada	350	300	250	972
S3	Escalonada	350	300	250	988
S4	Escalonada	160	300	250	988

Fonte: Elaboração da própria autora.

As técnicas de microscopia, utilizadas para obter as imagens apresentadas na Tabela 6, permitem verificar o acabamento obtido no processo de fabricação utilizado, além da verificação dos parâmetros de projeto, como altura, largura e espaçamento entre as microaletas.

Tabela 6 - Imagens de microscopia das superfícies de testes fabricadas

Superfície	STEREO		MEV (100x)
	Topo	Lateral	
S1			
S2			
S3			
S4			

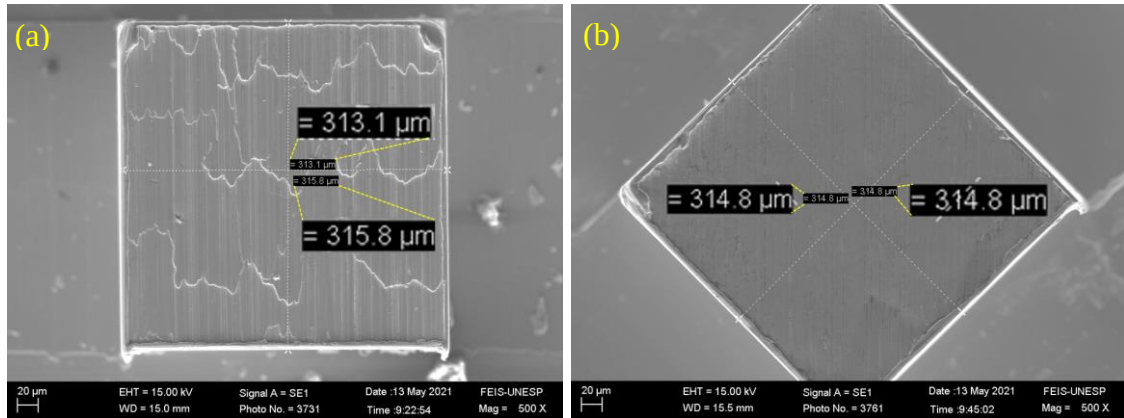
Fonte: Elaboração da própria autora.

Na caracterização utilizando a microscopia eletrônica de varredura (MEV) foi realizada uma aferição mais precisa das medidas finais do micropilar das amostras, com ampliação de 500x, corroborando a precisão do processo de microfresamento utilizado na fabricação das superfícies. Um exemplo é apresentado na Figura 24, onde a amostra S2 (alinhada com H = 350

μm) tem lados com medidas $313,1 \times 315,8 \mu\text{m}$ (Figura 24a), e a amostra S3 (escalonada com $H = 350 \mu\text{m}$) tem lados com medidas $314,8 \times 314,8 \mu\text{m}$ (Figura 24b).

Figura 24 - MEV com ampliação 500x para conferência de medidas finais

(a) Amostra S2; (b) Amostra S3

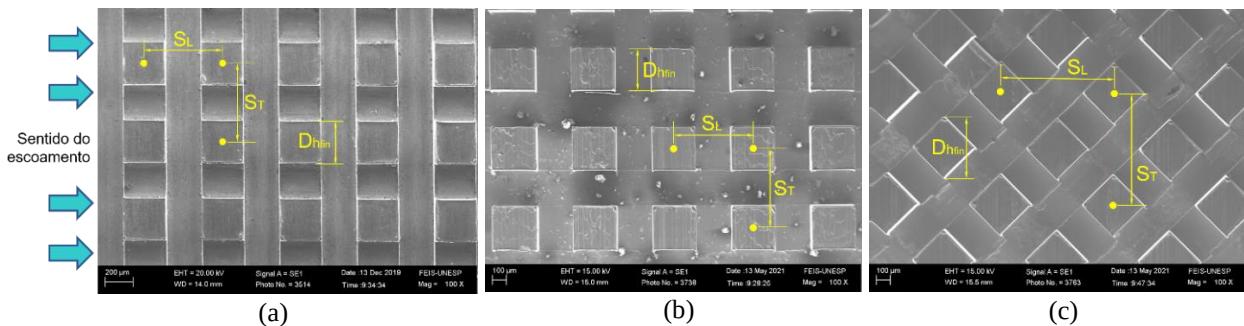


Fonte: Elaboração da própria autora.

Para os cálculos da redução dos dados experimentais, bem como para aplicar as correlações na validação da bancada, é necessário medir os parâmetros relacionados à geometria da amostra, além daqueles estabelecidos no processo de fabricação (como largura da microaleta, D ; espaçamento entre fileiras de aletas, S ; e, altura das microaletas, H). Tais parâmetros medidos foram o passo transversal, S_T , medido como sendo a distância entre centros de duas aletas consecutivas, no sentido transversal ao escoamento; e o passo longitudinal, S_L , medido de forma análoga ao S_T , porém entre aletas consecutivas no mesmo sentido do escoamento. Os pontos adotados nas medições de tais parâmetros estão ilustrados na Figura 25.

Figura 25 - Medição dos parâmetros geométricos S_T e S_L , nas amostras testadas

(a) Amostra S1; (b) Amostra S2; (c) Amostra S3



Fonte: Elaboração da própria autora.

Para essa medida, utilizou-se software AutoCAD® 2019 (Release 23.0), com base na escala gráfica dada nas imagens do MEV, e os valores adotados para cada amostra estão listados

na Tabela 7. (Para a amostra S4, os pontos de medição dos parâmetros da Tabela 7 são os mesmos utilizados na amostra S3).

Tabela 7 - Medidas dos parâmetros geométricos do arranjo das microaletas adotadas na análise do presente trabalho

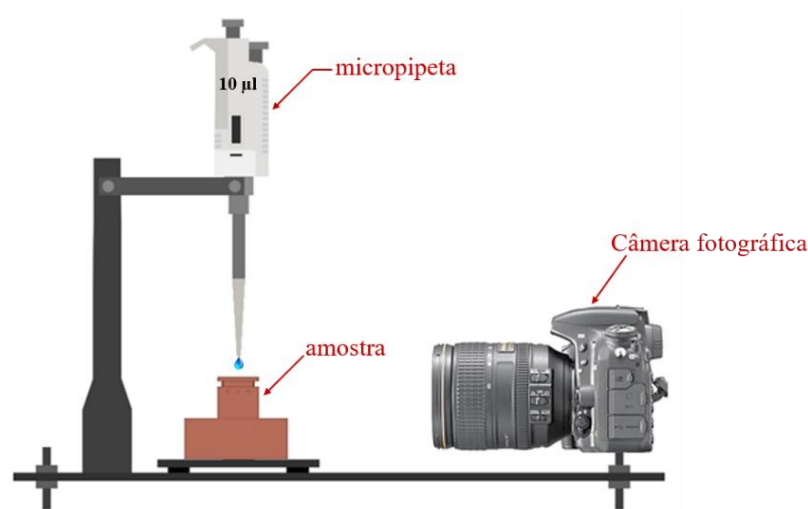
	Amostras			
	S1	S2	S3	S4
S_T	550 μm	550 μm	800 μm	800 μm
S_L	550 μm	550 μm	800 μm	800 μm
$D_{h\text{ fin}}^*$	D	D	$\sqrt{2}$ D	$\sqrt{2}$ D

* $D_{h\text{ fin}}$ é o diâmetro hidráulico da aleta de cobre

Fonte: Elaboração da própria autora.

A molhabilidade, por sua vez, foi medida por meio da visualização e medição do ângulo de contato estático, θ , cujo procedimento está esquematizado na Figura 26, o qual consiste em depositar uma gota séssil de água deionizada, com volume de 10 μl , sobre a superfície de testes, por meio de uma micropipeta de volume variável (*Digipet*, 2 a 20 μl) posicionada verticalmente sobre a amostra. Em seguida, as imagens da gota sobre a amostra foram capturadas com uma câmera digital *DSLR D5300 NIKON* equipada com lente macro *Tokina AT-X M100 PRO D* e analisadas utilizando o *software* de processamento de imagens ImageJ. O ângulo de contato foi medido geometricamente no ImageJ com erro absoluto médio de 1%, seguindo o mesmo procedimento adotado por Netto, Moraes e Ribatski (2013) e Kiyomura et al. (2017).

Figura 26 - Esquema do aparato experimental utilizado para medição do ângulo de contato



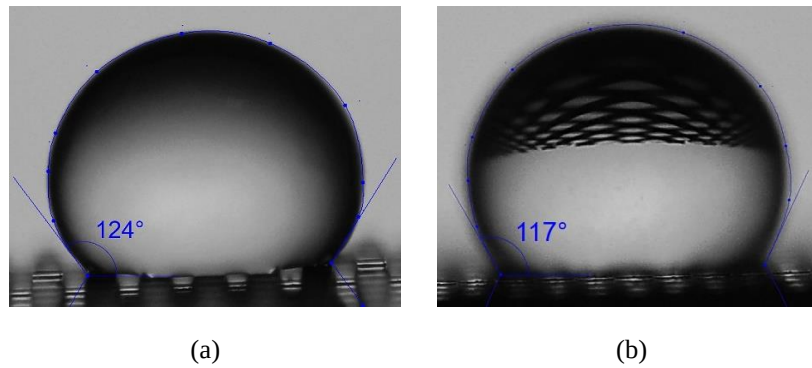
Fonte: Adaptado de Nunes et al. (2020).

Como todas as amostras fabricadas apresentaram comportamento não molhante (superfícies hidrofóbicas), com ângulo de contato estático maior que 90° , a Figura 27 apresenta apenas

as superfícies S1 (micropilares alinhados e $H = 160 \mu\text{m}$) e S3 (micropilares escalonados e $H = 350 \mu\text{m}$).

Figura 27 - Exemplo da análise de molhabilidade

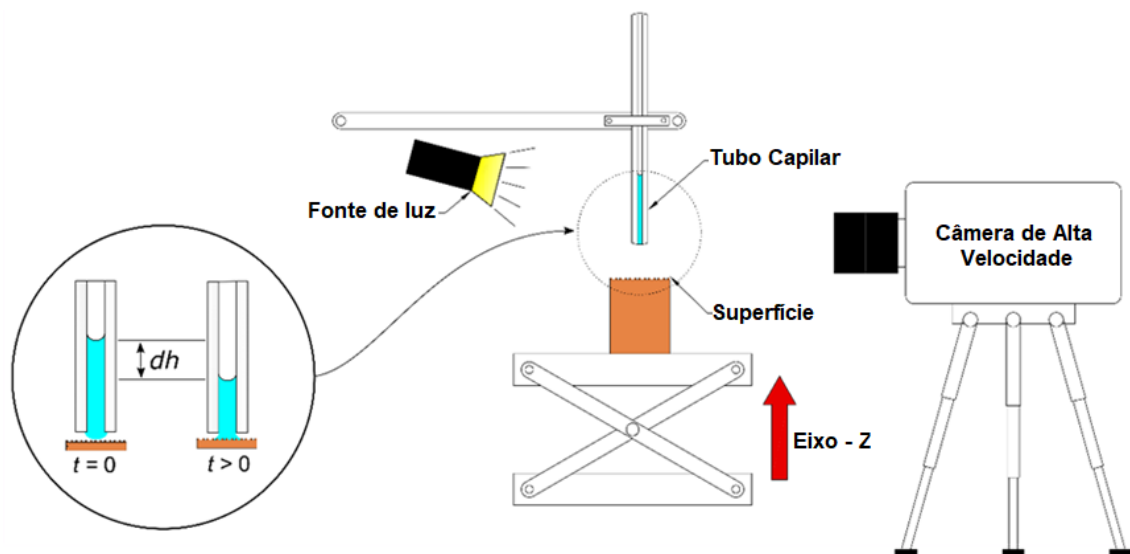
(a) S1; (b) S2



Fonte: Elaboração da própria autora.

Para a análise de capilaridade foi utilizada a mesma técnica apresentada por Rahman et al. (2014) e replicada por Manetti et al. (2020). A técnica consiste na filmagem, com câmera de alta velocidade, do deslocamento da coluna de líquido dentro de um tubo capilar (incerteza na medição do diâmetro estimada como uma resolução de pixel, $\pm 0,03 \text{ mm}$) a partir do instante em que o fluido entra em contato com a superfície a ser ensaiada. A capilaridade é dada pelo volume de líquido absorvido pela superfície no intervalo de tempo em que ela entra em contato com o tubo capilar. O esquema do aparato experimental utilizado nos testes de capilaridade é apresentado na Figura 28.

Figura 28 - Esquema do aparato experimental utilizado nos testes de capilaridade

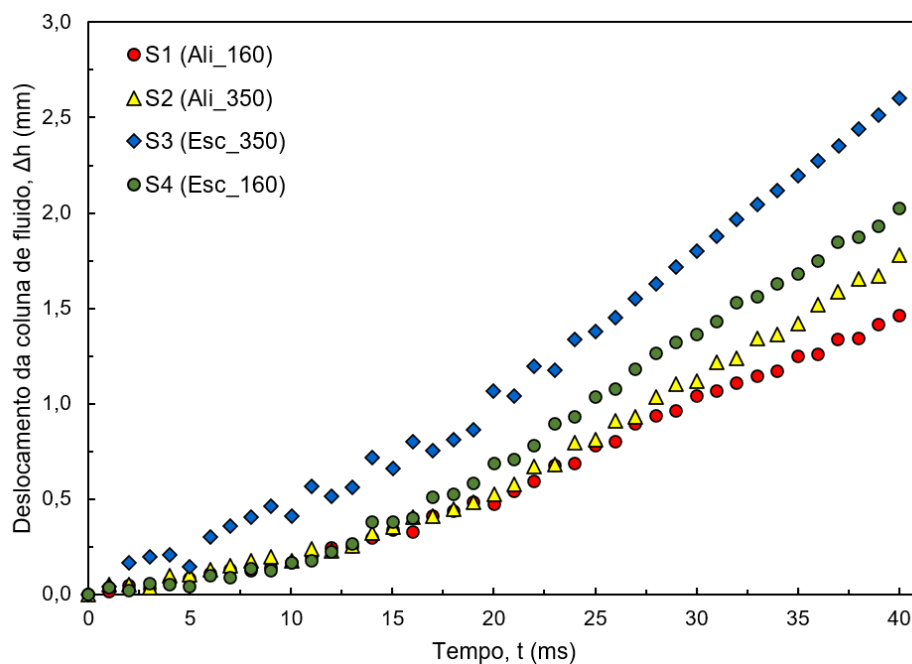


Fonte: Adaptado de Kiyomura, 2022.

Consiste de uma mesa elevatória, no eixo z, movimentando a superfície em direção ao tubo capilar até tocá-lo, enquanto uma câmera de alta velocidade modelo Photron SA3 com taxa de aquisição de 1000 *frames* por segundo e resolução de 1024 x 1024, equipada com uma objetiva *Tokina AT-X M100 PRO D MACRO* 100 mm, captura as imagens do deslocamento do menisco no interior do tubo capilar, cujo diâmetro é de 1 mm. Em seguida, utilizando-se o *software* Tracker 5.0.6, é possível medir a variação da coluna de líquido dentro do tubo capilar devido à absorção da superfície de testes (capilaridade), assim, o volume é calculado.

Utilizou-se acetona como fluido de trabalho nos testes de capilaridade a fim de se obter resultados mais precisos, visto que o fluido possui baixa tensão superficial e densidade em relação à água. A Figura 29 mostra o deslocamento da coluna de líquido dentro do tubo capilar, para todas as superfícies testadas, nos primeiros 40 ms após contato entre ambos.

Figura 29 - Ensaio de capilaridade das superfícies de testes fabricadas



Fonte: Elaboração da própria autora.

Como resultado obtido com os testes de capilaridade, pode-se observar que as amostras escalonadas apresentam maior capacidade de absorção do fluido; capacidade essa diretamente dependente da altura das microaletas, uma vez que as amostras com $H = 160 \mu\text{m}$ apresentaram menor capilaridade que as amostras com $H = 350 \mu\text{m}$, para os mesmos arranjos geométricos (ganho médio de 14% para amostra S2, alinhada e $H = 350 \mu\text{m}$, em relação a S1, alinhada e $H = 160 \mu\text{m}$; e de 43% para amostra S3, escalonada e $H = 350 \mu\text{m}$ em relação a S4, escalonada e $H = 160 \mu\text{m}$).

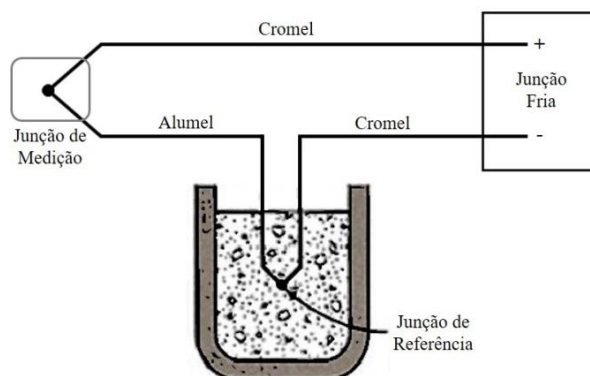
3.2 CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

Termopares são caracterizados pela junção de dois fios condutores elétricos diferentes. A junção do termopar pode ser criada soldando-se esses fios ou por meio de qualquer outro método que permita o contato elétrico entre os dois condutores. A partir de uma diferença de temperatura entre as junções, uma força eletromotriz é gerada devido ao Efeito Seebeck (FIGLIOLA E BEASLEY, 2007).

Para as medições das temperaturas no bloco de cobre foram calibrados cinco termopares (T_{1a} , T_{1b} , T_{1c} , T_2 e T_3) tipo K (blindados e de 0,5 mm de diâmetro, da marca Ômega®) e dois termopares do tipo K para medição da temperatura nos *plenums* de entrada e saída da seção de testes (T_e e T_s), fabricados em laboratório a partir dos fios Cromel/Alumel, da marca Ômega®. Os termopares foram calibrados para a obtenção do desvio padrão/incerteza das medições e, consequentemente, para correta leitura dos valores de temperatura no bloco de cobre e nos *plenums* de entrada e saída.

A calibração foi realizada mantendo todos os termopares imersos em um banho termotático juntamente com um termômetro de bulbo de mercúrio com incremento de escala igual a 0,1 °C e uma termoresistência Pt-100 (4 fios) calibrada pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO) com incerteza expandida $U_{95\%} = 0,03$ °C. Outro termopar idêntico aos demais foi utilizado como junção de referência, sendo esse imerso em um banho de gelo fundente. O arranjo usado para calibração dos termopares é mostrado esquematicamente na Figura 30.

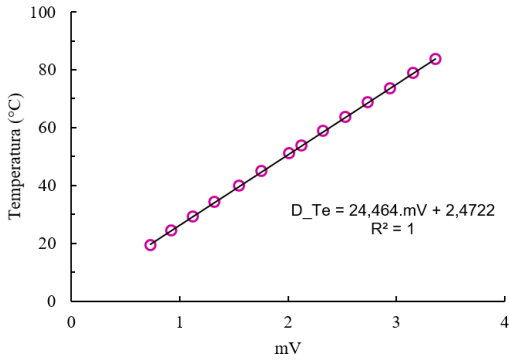
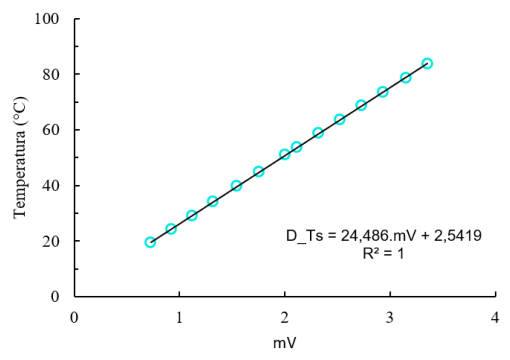
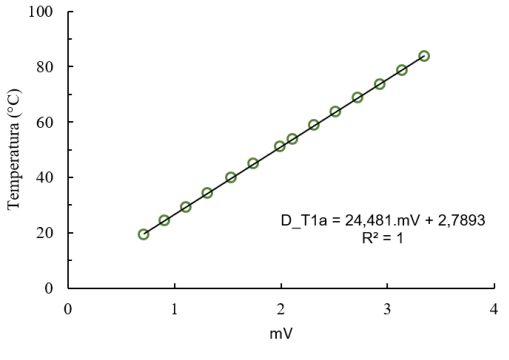
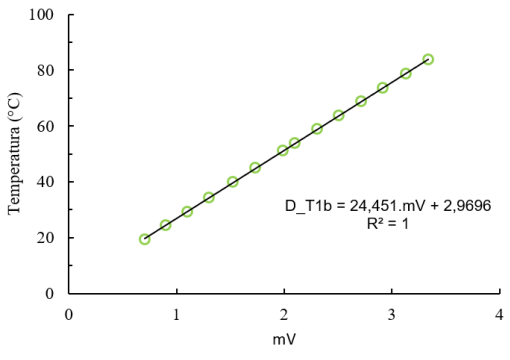
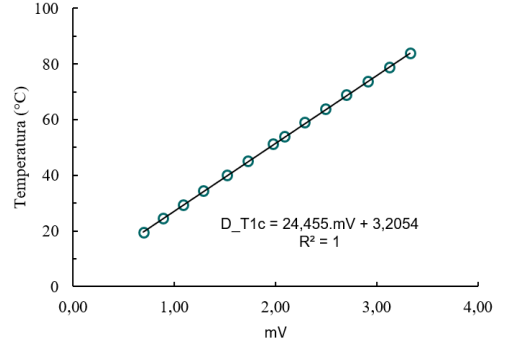
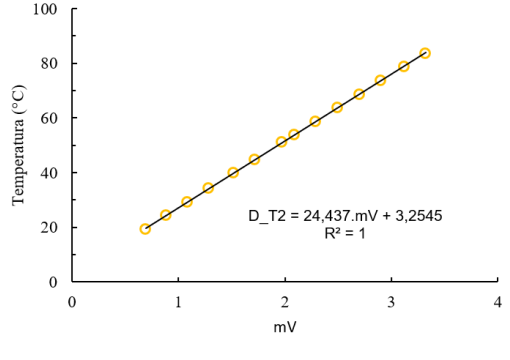
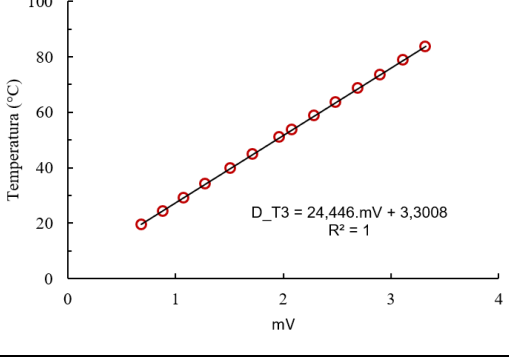
Figura 30 - Esquema do arranjo utilizado para a calibração dos termopares



Fonte: Elaboração da própria autora.

As curvas de calibração dos termopares, e suas respectivas incertezas são apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 - Curvas de calibração dos termopares e suas incertezas

T_e	T_s
 $D_{T_e} = 24,464.mV + 2,4722$ $R^2 = 1$	 $D_{T_s} = 24,486.mV + 2,5419$ $R^2 = 1$
T_{1a}	T_{1b}
 $D_{T_{1a}} = 24,481.mV + 2,7893$ $R^2 = 1$	 $D_{T_{1b}} = 24,451.mV + 2,9696$ $R^2 = 1$
T_{1c}	T_2
 $D_{T_{1c}} = 24,455.mV + 3,2054$ $R^2 = 1$	 $D_{T_2} = 24,437.mV + 3,2545$ $R^2 = 1$
T_3	Incertezas
 $D_{T_3} = 24,446.mV + 3,3008$ $R^2 = 1$	$\sigma_{T_e} = 0,32 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\sigma_{T_s} = 0,29 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\sigma_{T_{1a}} = 0,29 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\sigma_{T_{1b}} = 0,29 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\sigma_{T_{1c}} = 0,28 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\sigma_{T_2} = 0,23 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\sigma_{T_3} = 0,27 \text{ } ^\circ\text{C}$

Fonte: Elaboração da própria autora.

A medição da diferença de potencial, em milivolt (mV), gerada pelos termopares foi obtida por meio de um sistema de aquisição de dados AGILENT 34970A (DAQ). As medidas de temperatura foram calibradas numa faixa de 20,0 °C a 85,0 °C crescente e decrescente. Após a obtenção das curvas de calibração *T versus V* para cada termopar, as mesmas foram ajustadas pelo método dos mínimos quadrados para uma função linear dada por,

$$T = A \cdot V + B \quad (2)$$

na qual, *T* é o valor real de temperatura fornecido pela termoresistência, *A* é o coeficiente angular de ajuste da curva, *B* é o coeficiente linear e *V* é a tensão medida pelo canal [mV]. Os coeficientes *A* e *B* foram calculados pelo método dos mínimos quadrados. As funções obtidas foram inseridas no programa de aquisição dos dados, a fim de converter o sinal de tensão de cada termopar em temperatura na escala Celsius.

A incerteza experimental foi dada pelo desvio padrão das temperaturas em relação ao ajuste linear,

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\frac{\sum_i^n (T_i - T_{i,ajuste})^2}{n - 2}} \quad (3)$$

onde *n* é o número de amostras, neste caso *n* = 14.

Outros instrumentos de controle, como os transdutores de pressão e medidor de vazão, já possuem suas respectivas curvas de calibração, fornecidas nos certificados pelos seus fabricantes.

3.3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Os testes foram realizados com HFE-7100 como fluido de trabalho, em condições de baixo subresfriamento (10 e 20 °C). Foi analisada a taxa de calor transferido do dissipador de calor microaletado para o fluido de trabalho e a perda de pressão ao longo do escoamento.

Uma fonte variável de potência (marca TECTROL, modelo TCA 300-05BR1A, 300V-5A) foi conectada à resistência elétrica tipo cartucho (300 W/220 V), sendo controlada manualmente por meio de controladores de ajuste fino. Utilizou-se um sistema de aquisição de dados Agilent 34970A para aquisição dos sinais dos termopares, da tensão elétrica, dos transdutores de pressão, do sinal do medidor de vazão tipo Coriolis, da tensão aplicada na resistência elétrica e pré-aquecedor, e pré-tratamento dos dados experimentais. Durante os testes experimentais, adotou-se o seguinte procedimento:

- i. Realizou-se vácuo em toda a linha (circuito principal, *by-pass* e reservatório de fluido) para eliminar o ar presente dentro da tubulação e favorecer a sucção do fluido de trabalho durante o carregamento do HFE-7100;
- ii. Fez-se a alimentação elétrica da bomba de engrenagem, do medidor de vazão Coriolis, do condensador, do sistema de aquisição de dados e das fontes de tensão do circuito principal;
- iii. Ligou-se o computador acessando a interface do *software* BenchLink Data Logger 3, e os sinais dos instrumentos foram verificados, ou seja, se os mesmos estão sendo devidamente lidos;
- iv. Realizou-se o carregamento de aproximadamente 2 litros do fluido de trabalho (HFE-7100); o fluido foi inserido com a ajuda de um funil e uma mangueira de silicone. Depois de finalizado o carregamento do reservatório, as válvulas foram abertas para o fluido se deslocar pela linha, a qual está à pressão sub atmosférica para favorecer a circulação e preenchimento de todo o circuito principal. As válvulas da linha *by-pass* e da entrada da bomba de vácuo devem ficar fechadas inicialmente.
- v. O motor de passo da bomba foi acionado por meio de um inversor de frequência, controlado via computador, e a vazão mássica foi dada pelo medidor de vazão Coriolis. A válvula usada para carregamento do reservatório foi aberta aos poucos, até que a pressão estivesse próxima à atmosférica e a vazão se estabilizasse. Por fim, essa válvula foi fechada para que não houvesse perda de massa do fluido refrigerante.
- vi. Controlando-se a velocidade do motor da bomba, acompanhou-se a leitura da vazão mássica fornecida pelo medidor de vazão até atingir a vazão próxima à desejada para o ensaio. O ajuste fino da vazão foi feito manualmente por meio de uma válvula tipo agulha de precisão, já descrita anteriormente;
- vii. Fixou-se a potência da fonte de tensão variável ligada ao pré-aquecedor (marca TECTROL, modelo TCA 100-05XR1A) de forma a atingir o subresfriamento desejado na entrada do dissipador de calor;
- viii. Por fim, a potência elétrica fornecida à resistência tipo cartucho, responsável pelo aquecimento da seção de testes, foi estabelecida e gerenciada por uma fonte de tensão.

Os dados experimentais foram adquiridos somente após o sistema entrar em regime permanente para cada patamar de fluxo de calor aplicado ao dissipador de calor microaletado. Esse regime é caracterizado pelas medidas de temperatura, quando a variação da mesma for inferior às incertezas experimentais dos termopares. O sistema fez a aquisição dos dados em intervalos

de 2 segundos, e utilizou-se os últimos 100 pontos registrados em regime permanente para tratamento e redução dos dados experimentais.

Nos testes monofásicos, foram analisadas velocidades mássicas $G = 500$ a $1500 \text{ kg/m}^2\text{s}$, para diferentes fluxos de calor aplicados ao sistema ($q_{in} = 20, 30$ e 40 kW/m^2). Já para os testes com mudança de fase ou bifásicos, em cada ensaio a vazão mássica foi fixada em valores de interesse ($G = 800, 1000$ e $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$); a tensão aplicada à resistência do pré-aquecedor foi ajustada para se atingir o subresfriamento desejado ($\Delta T_{sub} = 10$ ou $20 \text{ }^\circ\text{C}$); e, por fim, a tensão aplicada à resistência cartucho, responsável pelo aquecimento da superfície de testes, foi ajustada para se obter fluxos de calor em patamares de 10 kW/m^2 , no início dos testes, e 5 kW/m^2 ao final dos testes, uma vez que fluxos de calor mais elevados podem acarretar em instabilidades no sistema. O subresfriamento, ΔT_{sub} , é dado pela Eq. (4):

$$\Delta T_{sub} = T_{sat}(P_e) - T_e \quad (4)$$

onde $T_{sat}(P_e)$ é a temperatura de saturação do fluido HFE-7100 à pressão de entrada do dissipador (P_e), e T_e é a temperatura do fluido medida no *plenum* de entrada.

3.3.1 Redução dos dados experimentais

➤ Temperatura da superfície:

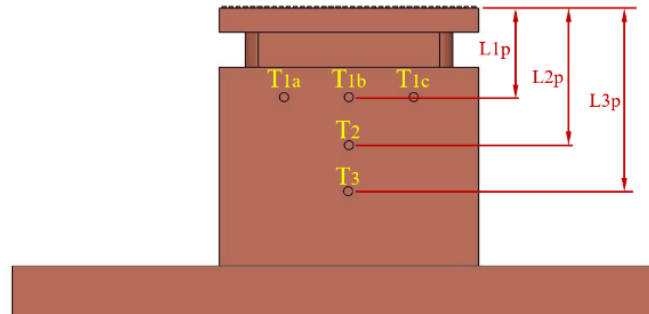
Para calcular a temperatura da superfície aquecida são utilizados dois diferentes métodos. O primeiro consiste em determinar a temperatura por meio da extrapolação do perfil de temperatura linear, fornecido pelos termopares alocados verticalmente no bloco de cobre (T_{1b} , T_2 e T_3), resultando na temperatura da superfície nomeada neste trabalho de T_p . O mesmo procedimento foi realizado por Manetti et al. (2020).

O segundo método consiste em calcular a temperatura da superfície por meio da Lei de Fourier, assumindo condição de condução de calor unidimensional ao longo do bloco de cobre, resultando na temperatura nomeada T_w . Ambos os métodos são detalhados a seguir.

a) Cálculo da temperatura da superfície por meio da extrapolação linear, T_p

Para calcular a temperatura da superfície por meio da extrapolação linear, T_p , é necessário medir as distâncias dos pontos de medição das temperaturas, T_{1b} , T_2 e T_3 , até a superfície. A Figura 31 apresenta um desenho esquemático dos parâmetros analisados no perfil linear de temperatura, onde as distâncias nomeadas L_{1p} , L_{2p} e L_{3p} foram obtidas por meio de escala gráfica utilizando o software AutoCAD®, apresentadas na Tabela 9.

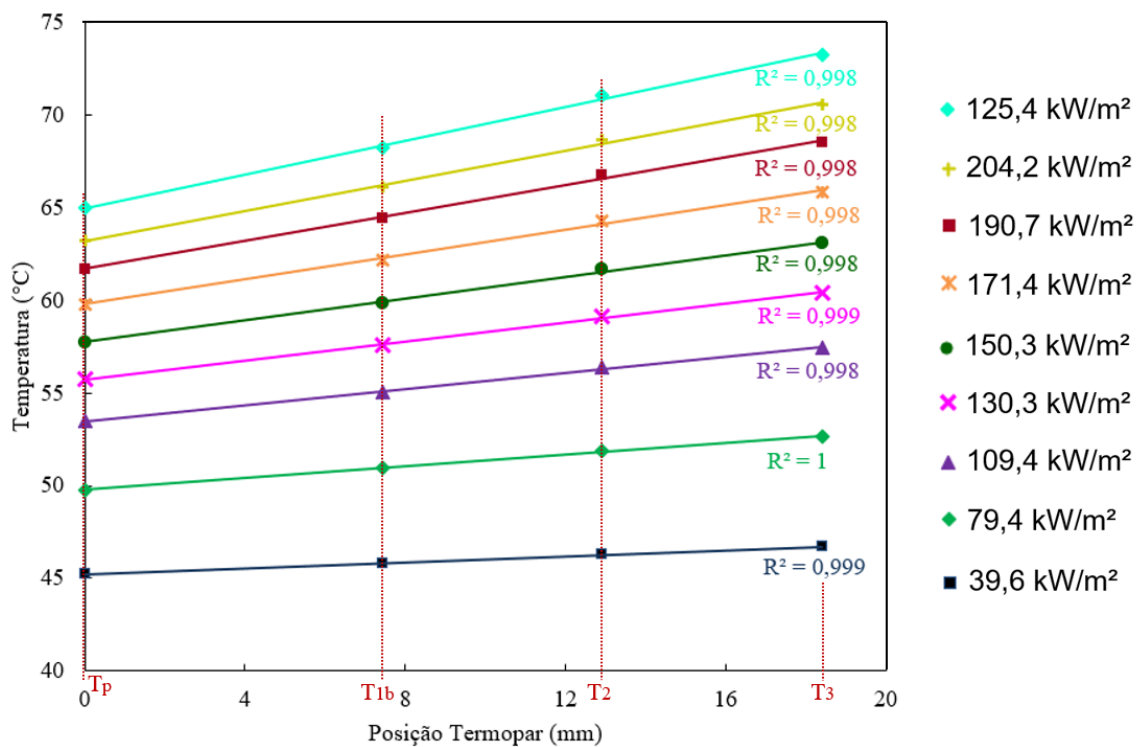
Figura 31 - Desenho esquemático das distâncias entre os termopares e a superfície microaletada



Fonte: Elaboração da própria autora.

Com base nas distâncias medidas e nas leituras dos termopares T_{1b} , T_2 e T_3 foi possível fazer a extrapolação de T_p por meio do método dos mínimos quadrados, sendo a Figura 32 um exemplo gráfico do perfil de temperatura obtido durante um ensaio para a amostra S3, para diferentes fluxos de calor aplicado; é possível verificar que os valores R^2 de cada curva ficaram sempre acima de 0,99. Os outros ensaios apresentaram o mesmo comportamento, independente da amostra considerada. Assim, o perfil de temperatura linear corrobora a hipótese de que a condução de calor na direção radial é desprezível.

Figura 32 - Exemplo de perfil de temperatura linear utilizado para determinar a temperatura da superfície de aquecimento



Fonte: Elaboração da própria autora.

Tabela 9 - Distâncias entre os pontos de medição das temperaturas e a superfície para todas as amostras testadas

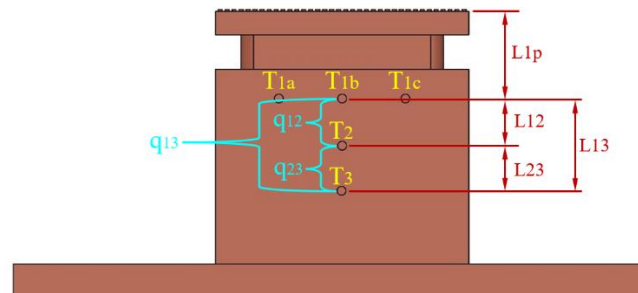
	L1p [mm]	L2p [mm]	L3p [mm]
S1 (Alinhada 160 µm)	8,07	14,06	19,91
S2 (Alinhada 350 µm)	7,08	12,63	18,22
S3 (Escalonada 350 µm)	7,45	12,92	18,40
S4 (Escalonada 160 µm)	7,49	13,17	19,17

Fonte: Elaboração da própria autora.

b) Cálculo da temperatura da superfície por meio da lei de Fourier, T_w

Para calcular a temperatura da superfície aquecida usando a Lei de Fourier, assumindo condução de calor unidimensional ao longo da direção dos termopares T_{1b} , T_2 e T_3 , foi feito a média dos fluxos de calor calculados entre cada termopar, considerando as distâncias indicadas na Figura 33 aplicadas nas Eq. (6) a (8).

Figura 33 - Imagem ilustrativa das variáveis envolvidas nos cálculos da temperatura da superfície usando a Lei de Fourier



Fonte: Elaboração da própria autora.

A Eq. (5) corresponde a própria Lei de Fourier aplicada para condução unidimensional, expressa por,

$$q'' = \frac{k_{Cu} \Delta T}{L} \quad (5)$$

na qual q'' é o fluxo de calor [W/m^2]; k_{Cu} é a condutividade térmica do material – no caso desse trabalho, cobre eletrolítico, cujo valor foi calculado em função da média da temperatura entre os dois pontos de análise (entre 397 e 399 $W/m.K$); ΔT é a diferença de temperatura entre os dois pontos de análise [$^{\circ}C$]; e L é a distância entre os pontos de medição da temperatura [m].

Considerou-se o $q''_{Fourier}$ como sendo a média de todos os q'' entre os pontos da T_{1b} , T_2 e T_3 , expressa pela Eq. (6):

$$q''_{\text{Fourier}} = \frac{q_{12} + q_{23} + q_{13}}{3} \quad (6)$$

Assim, substituindo-se os parâmetros das amostras testadas e analisadas, a equação para o cálculo de q''_{Fourier} fica como a expressa na Eq. (7):

$$q''_{\text{Fourier}} = \frac{\frac{k_{\text{Cu}} (T_2 - T_{1b})}{L_{12}} + \frac{k_{\text{Cu}} (T_3 - T_2)}{L_{23}} + \frac{k_{\text{Cu}} (T_3 - T_{1b})}{L_{13}}}{3} \quad (7)$$

Por fim, o cálculo de T_w foi obtido por meio da Eq. (8):

$$T_w = T_{1b} - \frac{q''_{\text{Fourier}} L_{1p}}{k_{\text{Cu}}} \quad (8)$$

A Tabela 10 apresenta uma comparação entre as temperaturas da superfície de aquecimento calculada pelos dois métodos apresentados, T_p e T_w , para o teste das condições $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e subresfriamento do fluido na entrada do escoamento igual a 20°C de todas as amostras, a fim de mostrar a proximidade dos resultados. O desvio comparativo, expresso em porcentagem, calculado na última linha de cada amostra, é dado por $[(T_p - T_w)/T_p] \cdot 100$. Todos os outros testes apresentaram comportamento similar.

Tabela 10 - Resultados comparativos dos valores obtidos para T_p e T_w

Amostra S1 (H 160 μm – Alinhada)									
q''_{eff} (kW/m ²)	10,0	19,9	24,7	29,5	39,8	44,7	54,3	73,7	84,1
T_p (°C)	43,00	48,18	50,92	52,15	56,61	58,83	60,73	62,06	63,93
T_w (°C)	43,00	48,08	50,80	52,38	56,89	58,94	60,98	62,36	64,09
desvio (%)	0,11	0,21	0,23	0,44	0,49	0,18	0,41	0,48	0,25
Amostra S2 (H 350 μm – Alinhada)									
q''_{eff} (kW/m ²)	19,5	23,6	31,7	39,7	46,2	54,2	69,7	81,5	89,8
T_p (°C)	48,46	49,75	52,43	53,68	56,68	59,72	63,41	65,14	66,53
T_w (°C)	48,43	49,70	52,39	53,64	56,62	59,64	63,28	65,04	66,41
desvio (%)	0,07	0,09	0,08	0,07	0,10	0,13	0,21	0,17	0,18

Continuação da Tabela 10 - Resultados comparativos dos valores obtidos para T_p e T_w

Amostra S3 (H 350 μm – Escalonada)									
q''_{eff} (kW/m ²)	15,9	31,9	43,9	52,4	60,4	68,9	76,7	82,0	90,6
T_p (°C)	45,24	49,76	53,48	55,73	57,75	59,79	61,70	63,21	64,95
T_w (°C)	45,22	49,75	53,44	55,68	57,68	59,71	61,60	63,11	64,85
desvio (%)	0,04	0,03	0,09	0,09	0,11	0,14	0,15	0,16	0,16
Amostra S4 (H 160 μm – Escalonada)									
q''_{eff} (kW/m ²)	14,7	24,6	34,9	44,2	49,8	59,1	74,3	81,7	89,4
T_p (°C)	46,01	50,0	53,31	56,38	57,95	60,92	65,25	66,36	67,89
T_w (°C)	45,92	49,94	53,22	56,26	57,86	60,83	65,15	66,27	67,79
desvio (%)	0,20	0,11	0,18	0,21	0,17	0,16	0,15	0,14	0,15

Fonte: Elaboração da própria autora.

➤ Coeficiente de Transferência de Calor, CTC:

O CTC (nomeado de h_{eff} nas equações a seguir) é avaliado com base na potência fornecida à superfície de testes na área de troca térmica, dada pela razão entre o quadrado da tensão aplicada e a resistência elétrica, e na diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura do fluido de trabalho. As Eqs. (9) - (16) são utilizadas para calcular o h experimental dos testes propostos, baseados em Prajapati et al. (2017), e estudos similares.

$$Q_{\text{in}} = \frac{V^2}{R} \quad (9)$$

na qual Q_{in} é o calor fornecido à superfície do dissipador [W], V é a tensão aplicada na resistência elétrica tipo cartucho [V], e R é o valor da resistência elétrica [Ω]. A perda de calor primária ($Q_{\text{loss-mono}}$) pode ser calculada pela Eq. (10),

$$Q_{\text{loss-mono}} = Q_{\text{in}} - \dot{m} \cdot c_p (T_s - T_e) \quad (10)$$

na qual $\dot{m}$ é a vazão mássica de fluido de trabalho [kg/s]; c_p é o calor específico do mesmo [J/kg·K], calculado na temperatura média do fluido entre a entrada e saída do dissipador; T_e e T_s são, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do fluido no dissipador de calor. Ressalta-se que a Eq. (10) é válida apenas no regime monofásico, de tal maneira que a perda térmica na mudança de fase, Q_{loss} , foi adotada como sendo a média do obtido para região

monofásica, procedimento adotado também em outros trabalhos (Reeser et al., 2014; Prajapati et al., 2017). Assim, a perda de calor é a diferença entre o calor total que entra nos canais e o calor transferido para o fluido HFE-7100 ao longo do escoamento, na região monofásica. O fluxo de calor, $q''_{\text{footprint}}$, dissipado pela seção de testes é dado pela Eq. (11),

$$q''_{\text{footprint}} = \frac{(Q_{\text{in}} - Q_{\text{loss}})}{A_p} \quad (11)$$

Na Eq. (11) A_p é a área planar do substrato de cobre (no caso, corresponde a área do dissipador), também chamada de *footprint*. O fluxo de calor efetivo, q''_{eff} , baseado na área de superfície total disponível para troca térmica, é calculado pela Eq. (12),

$$q''_{\text{eff}} = \frac{(Q_{\text{in}} - Q_{\text{loss}})}{A_t} \quad (12)$$

na qual q''_{eff} está em $[\text{W}/\text{m}^2]$; e A_t é a área total de troca térmica da superfície microaletada $[\text{m}^2]$. Para calcular a área total de troca térmica, utiliza-se conceitos de parâmetro e eficiência de aletas, m e η , respectivamente. O parâmetro de aleta, m , é calculado pela Eq. (13),

$$m = \sqrt{\frac{h_{\text{eff}} \cdot P_{\text{ma}}}{k_{\text{Cu}} \cdot A_c}} \quad (13)$$

na qual h_{eff} é o coeficiente de transferência de calor experimental $[\text{W}/\text{m}^2\text{°C}]$; P_{ma} é o perímetro da microaleta, calculado como $P_{\text{ma}} = 4D$; k_{Cu} é a condutividade térmica do cobre eletrolítico; e A_c é a área da seção transversal de uma microaleta, calculada como $A_c = D^2$. A eficiência de aleta, η , é calculada pela Eq. (14),

$$\eta = \frac{\tanh(m \cdot H)}{m \cdot H} \quad (14)$$

sendo H a altura das microaletas. Calculados os parâmetros m e η , podemos finalmente calcular a área total de troca térmica, A_t , dada pela Eq. (15),

$$A_t = (A_p - N \cdot A_c) + \eta \cdot N \cdot P_{\text{ma}} \cdot H \quad (15)$$

sendo N o número total de micropilares. Com isso, é possível calcular o CTC (h_{eff}), por meio da equação:

$$h_{\text{eff}} = \frac{q''_{\text{eff}}}{T_p - T_f} \quad (16)$$

na qual T_p é a temperatura da superfície de cobre, e T_f é a temperatura média do fluido de trabalho, dada por $(T_e + T_s)/2$. Nota-se que o processo de cálculo de h_{eff} e A_t é iterativo, por meio de um sistema formado pelas Equações (12) a (16).

➤ Perda de pressão, Δp :

A perda de pressão é medida por meio da leitura de transdutores de pressão (OMEGA modelo PX309), com faixa de medição de 0 a 2 bar em pressão absoluta, e incerteza de medição de 0,4 Pa (fornecida pelo fabricante), conectados na entrada e saída do dissipador de calor. A diferença entre a pressão na entrada do dissipador, p_e , e a pressão na saída, p_s , é considerada a perda de pressão total no dissipador de calor.

➤ Visualização do escoamento:

Para a visualização da distribuição do escoamento ao longo do dissipador, é utilizada uma câmera de alta velocidade (Photron, modelo FASTCAM SA3 60K M3 com lente Macro Tokina AT-X M100 PRO D, 100 mm) e um sistema de iluminação. As imagens obtidas durante os testes possibilitam a visualização de ocorrência de escoamento reverso e instabilidades.

3.3.2 Incerteza experimental

Nas seções anteriores, foram apresentados os dados referentes à calibração dos termopares, sendo a incerteza média adotada na medição da temperatura igual a 0,3 °C. A incerteza na medida dos parâmetros geométricos do dissipador de calor (como altura, largura e espaçamento entre as microaletas) foi estimada pela distribuição retangular da resolução do instrumento de medição (paquímetro, $\pm 0,05/\sqrt{3}$ mm). Para os demais instrumentos, foram adotados os valores de incerteza fornecidos pelos fabricantes, conforme Tabela 11.

A incerteza experimental (u) foi calculada usando o pacote gratuito desenvolvido em linguagem Python, chamado *Uncertainties* (© 2010-2016, EOL), baseado no método da série de Taylor, e padronizado pelo *Bureau International des Poids et Mesures* (BIPM).

Tabela 11 - Incertezas experimentais dos instrumentos utilizados no aparato experimental

	Termopar	Trasdutor de pressão	Medidor de vazão mássica	Resistência elétrica	Fonte de potência
Incerteza	$\pm 0,3$ °C	$\pm 0,4$ Pa	$\pm 0,1\%$	± 1 Ω	$\pm 0,1$ V

Fonte: Elaboração da própria autora.

Pelo modelo em questão, a incerteza de um resultado R é função das variáveis independentes X_i , como mostrado na Eq. (17),

$$u_R = \left[\sum_i^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \cdot u_{X_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (17)$$

onde $\partial R / \partial X_i$ é conhecido como coeficiente de sensibilidade absoluto e n é o número de medições realizadas. Para equações na forma de produto com as variáveis de primeira ordem, a Eq. (17) pode ser simplificada para a forma de incerteza relativa dada pela Eq. (18),

$$\frac{u_R}{R} = \left[\sum_i^n \left(\frac{u_{X_i}}{X_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (18)$$

onde não há a necessidade do cálculo das derivadas parciais (coeficiente de sensibilidade absoluto), que pode facilitar a análise da propagação de incerteza.

Devido à complexidade do equacionamento de propagação de incertezas do presente trabalho, optou-se pelo pacote *Uncertainties*, já consolidado e validado na comunidade da linguagem Python. Mesmo assim, antes da aplicação do pacote nas análises, foi realizado um teste, para simples verificação, da propagação de incertezas em uma equação simples de pressão, onde os cálculos foram feitos utilizando o *Uncertainties* e o modelo da Eq. (17), cujos resultados foram comparados e mostraram-se coincidentes, conforme apresentado na Tabela 12.

Tabela 12 - Comparação dos resultados-teste comparando a propagação de incerteza

Equação analisada	Incerteza de P pelo método da Eq. (17)	Incerteza de P pelo <i>Uncertainties</i>
$P = \frac{F}{A}$	$\pm 0,509901951359278$	$\pm 0,5099019513592785$

Fonte: Elaboração da própria autora.

Assim, a incerteza experimental para o fluxo de calor efetivo, q''_{eff} , coeficiente de transferência de calor, h_{eff} , perda de pressão, Δp , e diferença entre a temperatura média do fluido e a temperatura de saturação do mesmo, na pressão de trabalho, ΔT_{sat} , foram obtidas pelo pacote *Uncertainties*, com base nas incertezas de medição dos instrumentos primários da bancada de testes. As faixas das incertezas obtidas em todos os testes realizados são apresentadas na Tabela 13.

Tabela 13 - Intervalo médio das incertezas experimentais para todos os ensaios realizados

Diferença de temperatura ($u_{\Delta T}$)	1,5 % > $u_{\Delta T}$ > 5,6 %
Fluxo de calor ($u_{q''}$)	4,0 % > $u_{q''}$ > 16,3 %
Coefficiente de transferência de calor (u_h)	7,1 % > u_h > 21,0 %
Perda de pressão ($u_{\Delta p}$)	3,3 % > $u_{\Delta p}$ > 9,2 %

Fonte: Elaboração da próprio autora.

3.3.3 Perdas térmicas

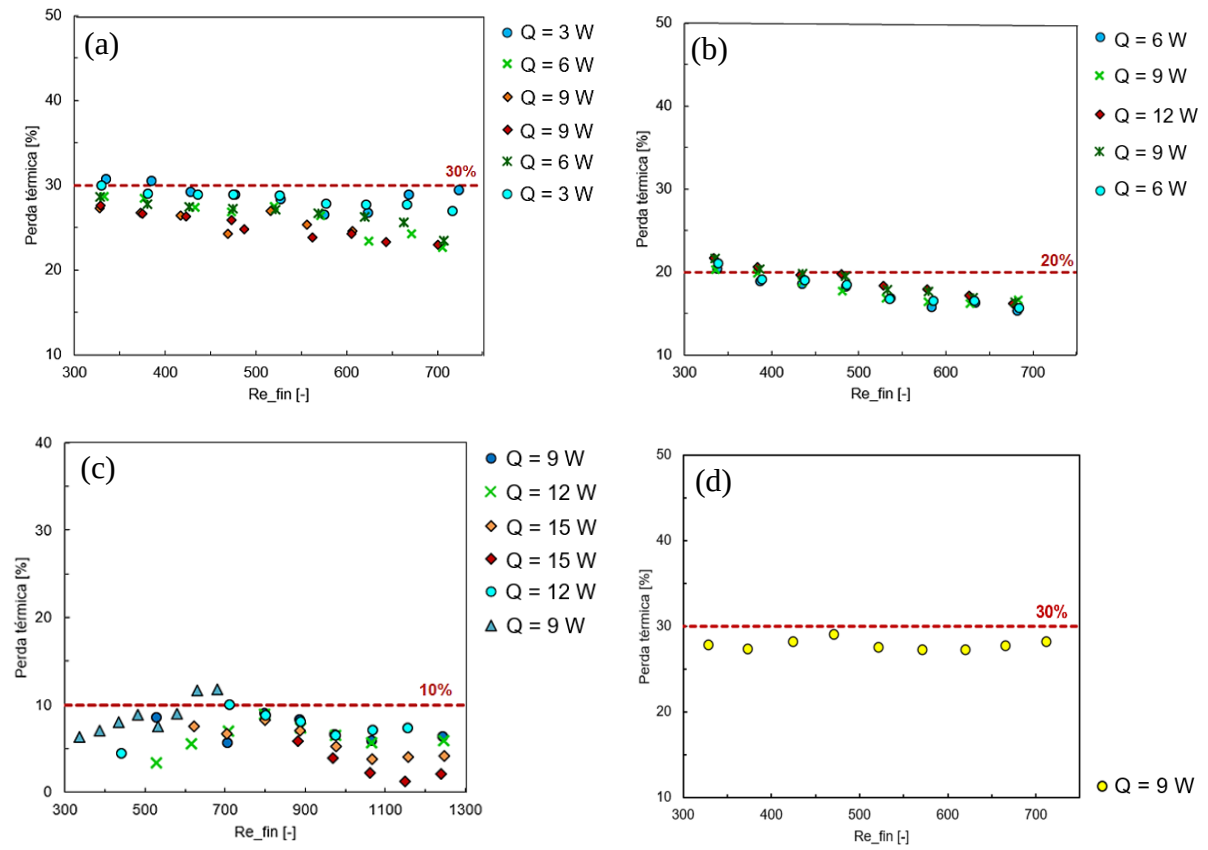
As análises de perdas foram realizadas com base na Eq. (10), considerando a média de $Q_{\text{loss-mono}}$ nos pontos onde o sistema encontrava-se em regime monofásico (nota-se pela Eq. (10) que, após a mudança de fase, os valores de T_s aumentam em incrementos muito menores, não podendo ser utilizados para análise de perdas térmicas). Assim, determinou-se a porcentagem de calor perdido considerando uma média percentual dessas parcelas (perdas) [%], calculada conforme Eq. (19):

$$\text{perdas} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{Q_{\text{loss-mono}}}{Q_{\text{in}}} \quad (19)$$

A Figura 34 apresenta graficamente os resultados das perdas térmicas dos testes de validação, em regime monofásico, para cada amostra testada, sendo a Figura 34a a amostra S1; Figura 34b a amostra S2; Figura 34c a amostra S3; e, Figura 34d a amostra S4.

É possível observar na Figura 34, que as maiores perdas térmicas ocorreram, inicialmente, no primeiro ensaio, onde ainda se tinha pouco *know-how* sobre as melhores formas de montagem e isolamento da seção de testes. Mesmo assim, as perdas térmicas ficaram abaixo de 30% nos testes monofásicos da amostra em questão (média de 27,5% em todos os ensaios). À medida que os procedimentos de montagem foram aprimorados, foi possível melhorar o isolamento térmico da amostra, acarretando em uma diminuição da perda térmica, principalmente nas amostras S2 e S3 (perda térmica, em média, 18,7% na amostra S2, e 7,0% na amostra S3). Porém, para os testes da última amostra, S4, os quais foram executados após um tempo de inatividade da bancada, notou-se que as perdas térmicas foram de, em média 25%; podendo ser devido às folgas em algumas peças internas da seção de testes causadas pelo uso excessivo do aparato experimental. Tais folgas podem ter afetado a vedação completa da seção de testes, refletindo em perdas térmicas maiores que as observadas nas amostras S2 e S3, porém menores que as de S1.

Figura 34 - Porcentagem de calor perdido ao ambiente para cada amostra (regime monofásico)
 (a) amostra S1; (b) amostra S2; (c) amostra S3; e (d) amostra S4



Fonte: Elaboração da própria autora.

4 RESULTADOS

Nesta seção, primeiramente são apresentados os resultados dos testes em regime de escoamento monofásico, também utilizados para validação do aparato experimental. Em seguida, são apresentados e discutidos os resultados dos testes em regime bifásico, analisando principalmente, a curva de ebulição, o CTC e a perda de pressão.

4.1 RESULTADOS PARA ESCOAMENTO MONOFÁSICO

O processo de validação tem como finalidade verificar a coerência dos resultados obtidos experimentalmente, comparando-os com correlações bem aceitas da literatura. Esses testes foram realizados para diferentes condições e repetidos em dias diferentes, totalizando 18 testes a fim de verificar a repetibilidade dos dados aferidos sob condições diversas. A Tabela 14 apresenta um resumo dos testes para as quatro amostras analisadas.

Tabela 14 - Condições dos testes de validação (escoamento monofásico)

Amostra	T_p (°C)	G_{max} (kg/m ² s)	Re_c [-]	Q_{in} (W)	q''_{eff} (kW/m ²)
S1 (Ali_160 μ m)	25,5 – 35,2	695 – 1507	213 – 471	3,0 – 9,1	4,8 – 17,3
S2 (Ali_350 μ m)	25,1 – 34,3	496 – 1407	235 – 684	6,2 – 12,1	7,4 – 16,5
S3 (Esc_350 μ m)	25,8 – 37,0	501 – 2639	236 – 1247	8,9 – 14,7	12,3 – 23,3
S4 (Esc_160 μ m)	27,3 – 32,3	500 – 1495	173 – 527	8,9	14,4

Fonte: Elaboração da própria autora.

4.1.1 Perda de pressão

A perda de pressão obtida nos testes de validação foi comparada com correlações presentes na literatura. A perda de pressão do fluido refrigerante ao passar pelas microaletas ($\Delta p_{microaletas}$), em kPa, foi calculada a partir da diferença entre os valores aferidos pelos transdutores de entrada e de saída da seção de testes (Δp_{medido}), retirando as parcelas referentes a contração e expansão nos *plenums* ($\Delta p_{contração}$ e $\Delta p_{expansão}$) [kPa], como mostrado nas Eqs. (20) e (21), a seguir:

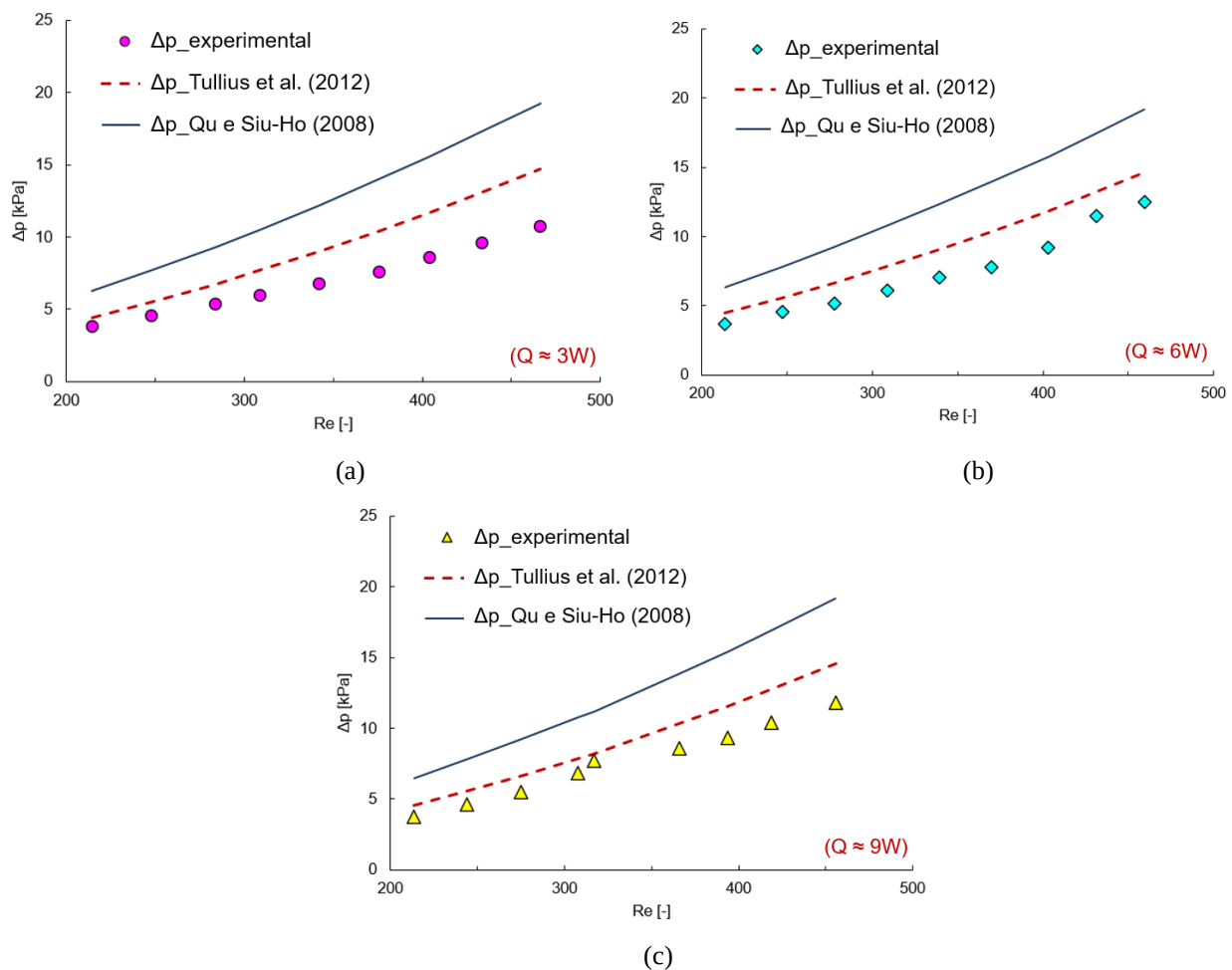
$$\Delta p_{medido} = p_e - p_s \quad (20)$$

$$\Delta p_{microaletas} = \Delta p_{medido} - \Delta p_{contração} - \Delta p_{expansão} \quad (21)$$

sendo as perdas de pressão devido à contração e expansão encontradas segundo o método de Chalfi e Ghiaasiaan (2008), e o seu equacionamento para o presente trabalho é apresentado no Apêndice D.

Os resultados obtidos para a perda de pressão nas microaletas foram comparados com as correlações de Qu e Siu-Ho (2008), e Tullius et al. (2012), ambas desenvolvidas e aplicadas para superfícies microaletadas, sendo os resultados apresentados nas Figuras 35, 37, 39 e 40.

Figura 35 - Comparação entre a perda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S1. (a) 3 W, (b) 6 W e (c) 9 W

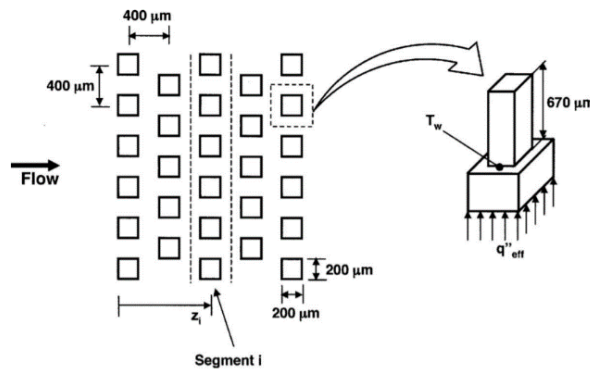


Fonte: Elaboração da própria autora.

A tendência dos dados experimentais para escoamento monofásico é próxima a ambas as correlações comparadas, sendo considerada satisfatória tendo em vista a complexidade dos parâmetros de controle da bancada experimental e as condições para as quais as correlações foram desenvolvidas. Para a amostra S1, o erro absoluto médio (MAE) em relação à correlação de Qu e Siu-Ho (2008) foi em média 36,9%; e em relação à correlação de Tullius et al. (2012), em média 23%.

Qu e Siu-Ho (2008) estudaram trocadores de calor compactos microaletados, com seção transversal quadrada e arranjo escalonado, conforme mostrado na Figura 36. A superfície continha 1950 microaletas com altura de 670 μm , espaçadas transversal e longitudinalmente em 400 μm . Os autores utilizaram água deionizada como fluido de trabalho.

Figura 36 - Desenho esquemático da superfície microaletada testada por Qu e Siu-Ho (2008)



Fonte: Qu e Siu-Ho (2008).

Os autores utilizaram regressão linear dos dados experimentais adiabáticos para chegar a um fator de atrito de Fanning que representasse seus dados, em concordância com outros modelos para o fator de atrito da literatura. A expressão resultante é apresentada na Eq. (22) a seguir.

$$f_{\text{fin}} = 20,09 \text{ Re}^{-0,547} \quad (22)$$

No cálculo do $\Delta P_{\text{microaletas}}$, os autores usaram a somatória da perda de pressão calculada em cada fileira de microaletas, chamadas de i , com objetivo de minimizar os efeitos da variação das propriedades termofísicas do fluido ao longo do escoamento, como apresentado na Eq. (23).

$$\Delta P_{\text{Qu_Siu}} = \sum_{i=1}^{N_L} \Delta P_{\text{fin},i} = \sum_{i=1}^{N_L} \left[f_{\text{fin},i} \left(\frac{\mu_{f,i}}{\mu_{w,i}} \right)^{0,58} \frac{\rho_{f,i} u_{\text{max},i}^2}{2} \right] \quad (23)$$

na qual N_L é o número de fileiras longitudinais de microaletas; $\mu_{f,i}$ e $\mu_{w,i}$ são as viscosidades dinâmicas do fluido [kg/m.s] avaliadas na temperatura média do fluido naquela fileira i de aletas a $T_{f,i}$ [°C] e na temperatura da superfície T_w [°C], respectivamente; $\rho_{f,i}$ é a massa específica do fluido [kg/m³], também avaliada em $T_{f,i}$; e, $u_{\text{max},i}$ é a velocidade máxima do escoamento naquela seção [m/s].

Já nos estudos de Tullius et al. (2012), os autores analisaram diversas geometrias e arranjos espaciais de microaletas, com aletas quadradas, cilíndricas, triangulares, tipo diamante, hexagonais e elípticas, com várias configurações de altura, seção transversal e espaçamentos.

Os dados experimentais para perda de pressão do presente trabalho foram comparados à correlação desenvolvida para aletas quadradas, em escala mini, proposta por Tullius et al. (2012), em função do fator de atrito de Fanning, f , como apresentado na Eq. (24):

$$f = C_f \left(\frac{S_L}{D_h} \right)^{0,2} \left(\frac{S_t}{D_h} \right)^{0,2} \left(\frac{h_f}{D_h} \right)^{0,18} \left(1 + \frac{dh}{D_h} \right)^{0,2} Re_f^{-0,435} \quad (24)$$

sendo C_f uma constante relacionada à geometria das microaletas (os autores estabeleceram $C_f = 5,58$ para microaletas quadradas); S_L e S_t são os passos longitudinais e transversais entre as microaletas [m], respectivamente; h_f é a altura das microaletas [m] e dh a diferença entre a altura do trocador de calor e as microaletas [m]. Por fim, D_h é o diâmetro hidráulico das microaletas [m] e Re_f , o número de Reynolds avaliado no D_h . Para o cálculo do $\Delta P_{\text{microaletas}}$, os autores usaram a expressão geral dada pela Eq. (25):

$$\Delta P_{\text{Tullius}} = N_L \cdot f \frac{G^2}{2 \rho} \quad (25)$$

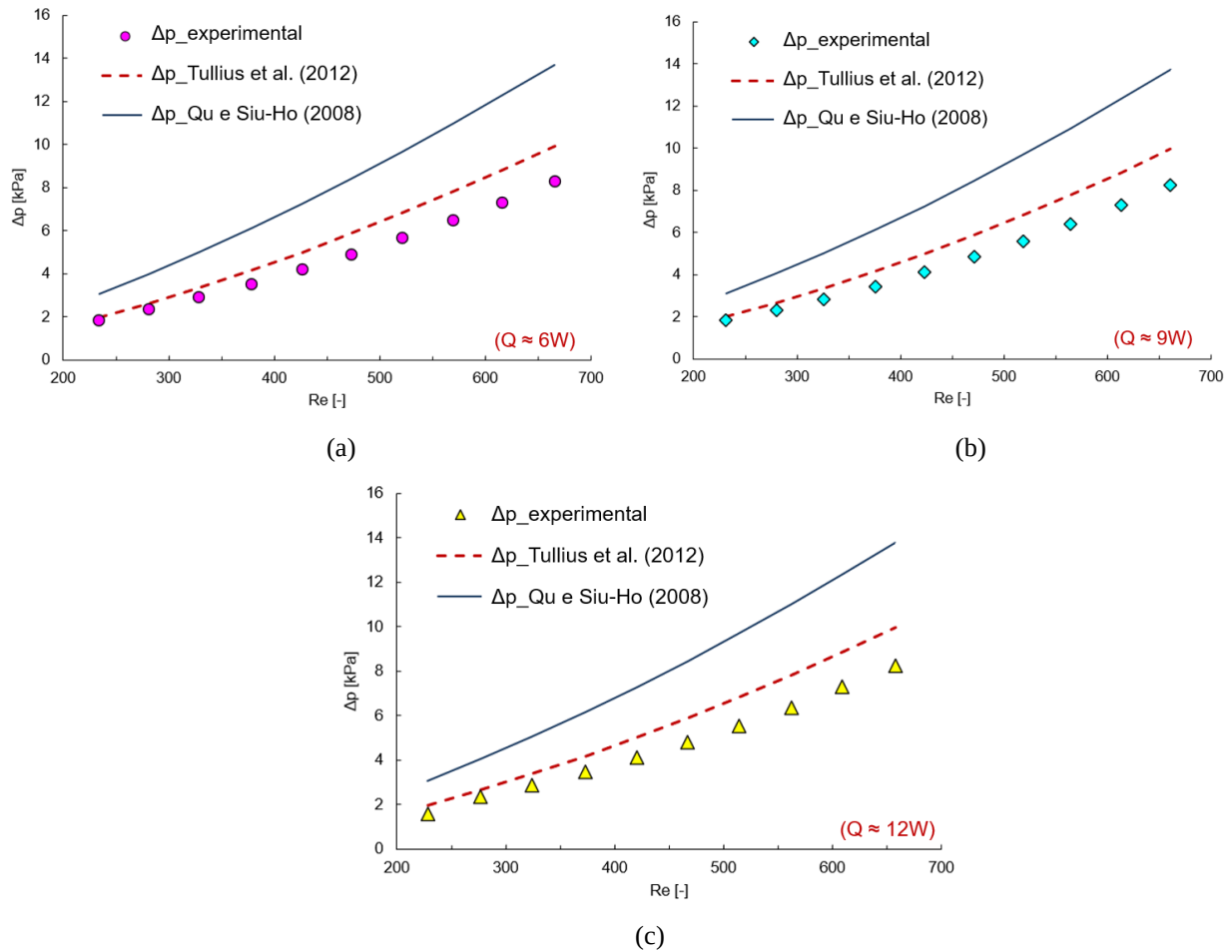
sendo N_L o número de fileiras de microaletas ao longo do escoamento, e ρ a massa específica do fluido [kg/m³], avaliada na temperatura média do mesmo no escoamento.

No caso da amostra S2 ($H = 350 \mu\text{m}$, arranjo alinhado), a perda de pressão aumenta com o aumento de Re , mesmo comportamento qualitativo das correlações de Qu e Siu-Ho (2008) e Tullius et al. (2012), como visto na Figura 37.

Quantitativamente, a correlação de Qu e Siu-Ho (2008) apresentou MAE de, em média, 42%; porém, a correlação de Tullius et al. (2012) teve boa concordância com os dados experimentais (MAE de, em média, 15,8%) sendo que aproximadamente 100% dos dados foram preditos dentro da faixa de erro $\pm 25\%$. Vale ressaltar que a correlação de Qu e Siu-Ho (2008) foi desenvolvida a partir de arranjo escalonado das microaletas, contribuindo para a divergência dos dados experimentais quando comparado aos preditos pela correlação.

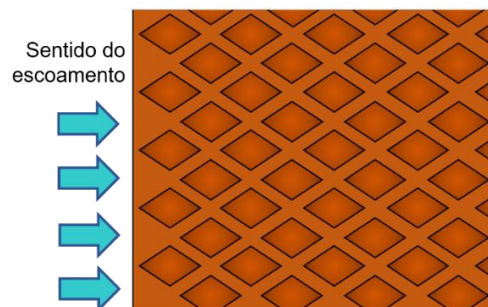
O valor do coeficiente C_f , utilizado na Eq. (24) da correlação de Tullius et al. (2012), foi $C_f = 1,81$; correspondendo à microaletas no formato diamante (esquematizado na Figura 38), a qual é similar à testada no presente estudo. O menor valor de C_f comparado ao valor usado para aletas de geometria quadrada se deve, segundo Tullius et al. (2012), ao fato de o arranjo tipo diamante favorecer o escoamento, oferecendo “menor barreira” à passagem do fluido.

Figura 37 - Comparação entre a perda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S2. (a) 6 W, (b) 9 W e (c) 12 W



Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 38 - Ilustração da geometria de microaletas tipo diamante

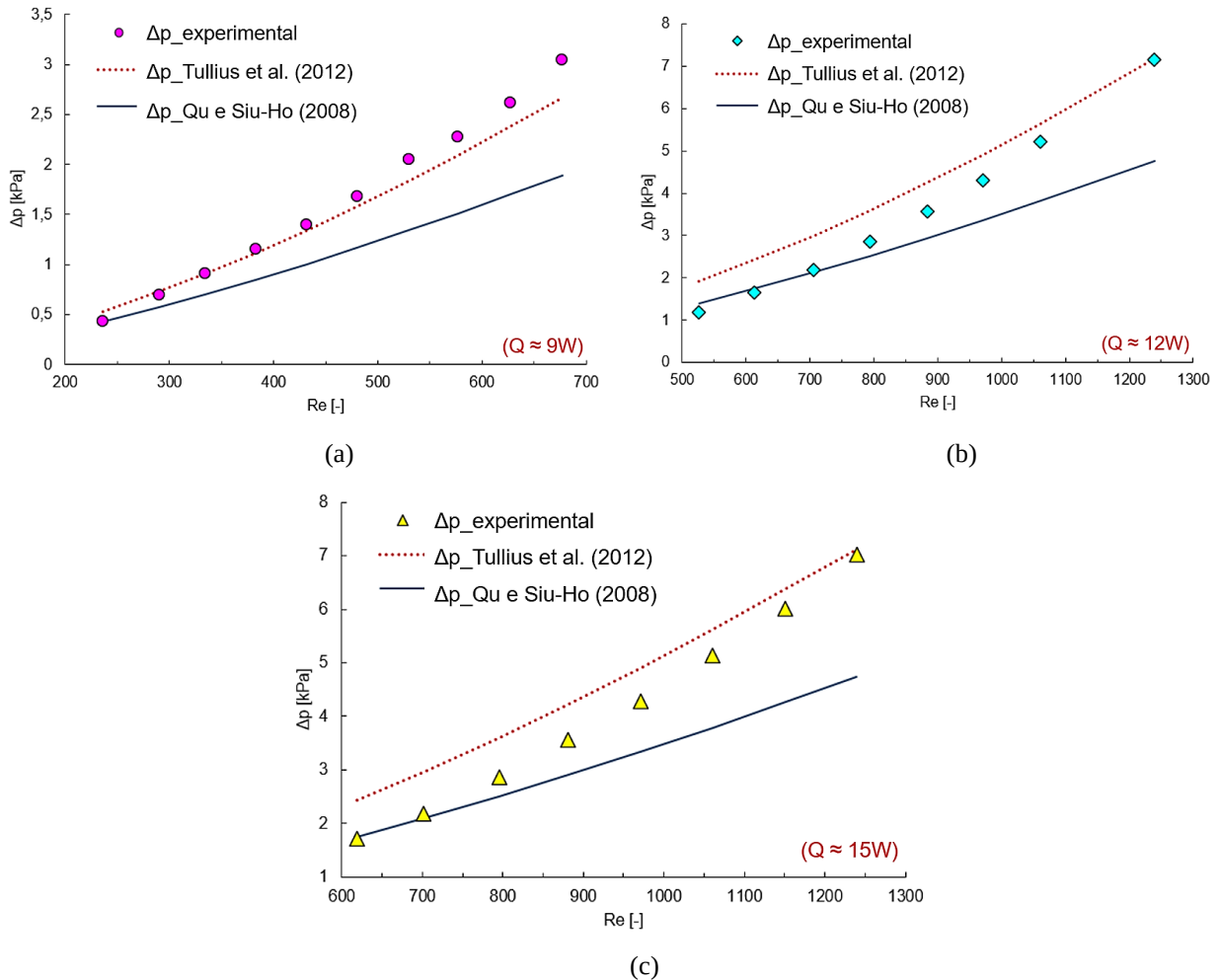


Fonte: Elaboração da própria autora (baseado em WAN et al., 2017).

Para a análise em regime monofásico da amostra S3 ($H = 350 \mu m$, arranjo escalonado), o comportamento geral foi similar às amostras anteriores, porém com algumas particularidades no arranjo escalonado. Em termos quantitativos, o erro absoluto médio (MAE) em relação às correlações de Qu e Siu-Ho (2008) e Tullius et al. (2012) foram menores (em média, 28,5% e 14,7%, respectivamente). A Figura 39 apresenta os resultados experimentais comparados às

correlações da literatura sendo que, a correlação de Tullius et al. (2012) foi capaz de prever 67% dos dados dentro de uma faixa de erro de $\pm 25\%$.

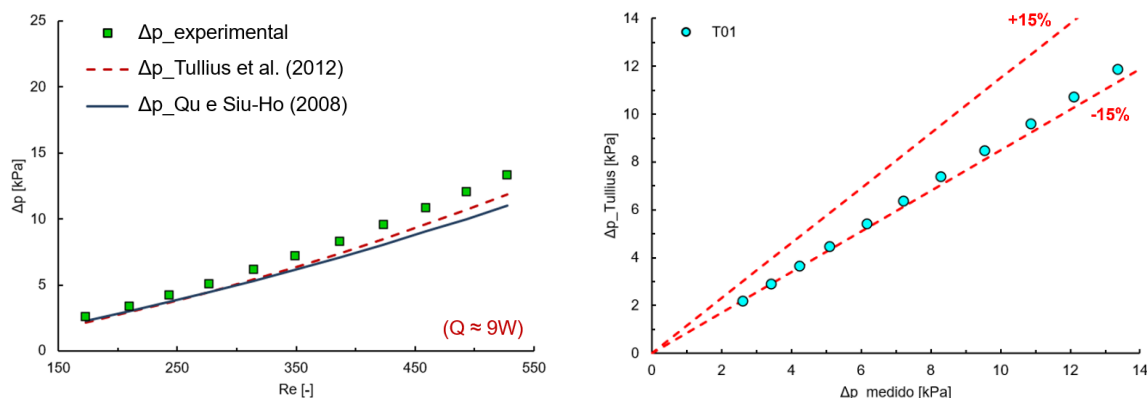
Figura 39 - Comparação entre a perda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S3. (a) 9 W, (b) 12 W e (c) 15 W



Fonte: Elaboração da própria autora.

Por fim, a análise em regime monofásico da amostra S4 ($H = 160 \mu\text{m}$, arranjo escalonado), o comportamento geral foi similar à amostra S3, também em arranjo escalonado. Em termos quantitativos, o erro absoluto médio (MAE) em relação às correlações de Qu e Siu-Ho (2008) e Tullius et al. (2012) foram baixos (em média, 17,3% e 10,1%, respectivamente). A Figura 40 apresenta os resultados experimentais comparados às correlações da literatura sendo que, a correlação de Tullius et al. (2012) foi capaz de prever 73% dos dados dentro de uma faixa de erro de $\pm 15\%$.

Figura 40 - Comparação entre a perda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S4, com $Q \approx 9$ W



Fonte: Elaboração da própria autora.

A Tabela 15 apresenta os intervalos do MAE para cada amostra e condição de escoamento testado.

Tabela 15 - Erro absoluto médio (MAE) entre os dados experimentais e as correlações para perda de pressão

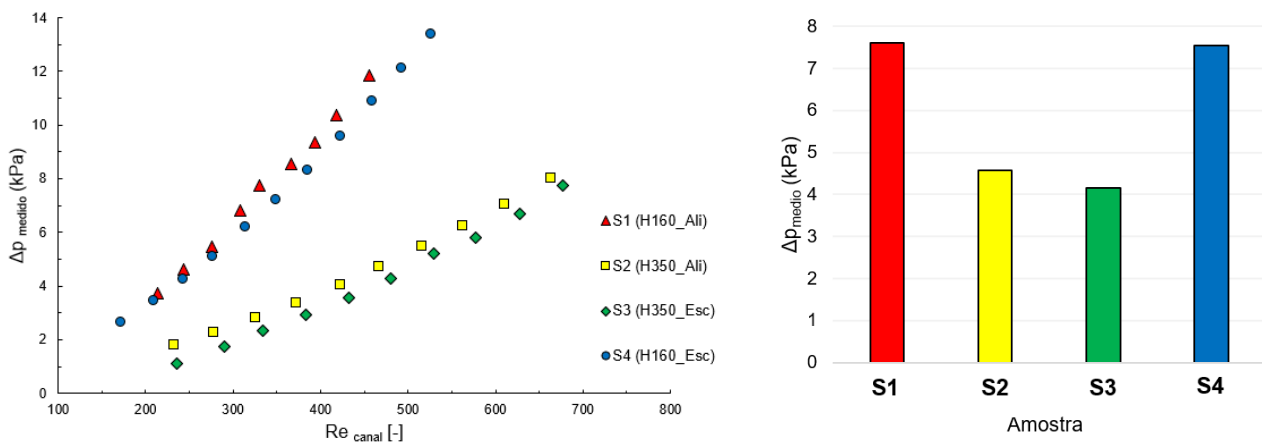
Amostra	Testes	Tullius et al. (2012)	Qu e Siu-Ho (2008)
S1 (Ali_160 μ m)	Q 3 W	20,8 – 22,8%	41,8 – 43,3%
	Q 6 W	19,7 – 22,4%	41,0 – 43,0%
	Q 9 W	16,0 – 19,0%	7,5 – 38,4%
S2 (Ali_350 μ m)	Q 6 W	14,7 – 15,6%	41,8 – 43,3%
	Q 9 W	16,0 – 18,4%	42,1 – 43,8%
	Q 12 W	12,5 – 17,5%	41,2 – 41,9%
S3 (Esc_350 μ m)	Q 9 W	14,7 – 15,6%	41,8 – 43,3%
	Q 12 W	16,0 – 18,4%	42,1 – 43,8%
	Q 15 W	12,5 – 17,5%	41,2 – 41,9%
S4 (Esc_160 μ m)	Q 9 W	10,1%	17,3%

Fonte: Elaboração da própria autora.

Fazendo uma análise do desempenho fluidodinâmico (em função da perda de pressão), comparando-se as quatro amostras testadas, verificou-se que as amostras com menor altura de microaleta apresentam maior perda de pressão em regime de escoamento monofásico (Figura 41). De acordo com Tullius et al. (2012), esperava-se que as amostras em arranjo escalonado tivessem menor perda de pressão devido à semelhança com aletas em geometria diamante

testadas por eles; com diferença mais significativa entre as amostras com maior altura de aletas (S3 apresentou perda de pressão média 9,1% menor que S2). Porém, o ‘estrangulamento’ mais intenso do escoamento para as amostras de menor altura levaram à perda de pressão mais elevada (S1 apresentou perda de pressão média 66,8% maior que S2, bem como S4 apresentou 81,8% de aumento em relação a S3), o que sugere que o efeito do confinamento do escoamento tenha influência mais significativa no desempenho fluidodinâmico do que o arranjo dos micropilares.

Figura 41 - Comparação do desempenho fluidodinâmico entre amostras para testes em escoamento monofásico ($Q = 9W$)



Fonte: Elaboração da própria autora.

4.1.2 Coeficiente de Transferência de Calor

Os dados de transferência de calor foram comparados com dois grupos de correlações de Nusselt (Nu) presentes na literatura: correlações para microcanais, para comparar padrões e tendências dos testes; e correlações para microaletas, em condições geométricas próximas às configurações propostas nesse trabalho.

➤ Grupo de Correlações utilizadas para comparação com os dados experimentais:

i. Copeland, Behnia e Nakayama (1996), para microcanais

$$Nu_{\text{Copeland}} = \left\{ \left[2,22 \left(\frac{Re Pr D_h}{L} \right)^{0,33} \right]^3 + (8,31 G - 0,02)^3 \right\}^{1/3} \quad (26)$$

sendo:

$$G = \frac{\left(W_{ch}/H_{ch}\right)^2 + 1}{\left[\left(W_{ch}/H_{ch}\right) + 1\right]^2} \quad (27)$$

sendo W_{ch} e H_{ch} , a largura e altura do microcanal [m], respectivamente.

ii. Tullius et al. (2012), para microaletas

$$Nu_{Tullius} = C_{Nu} \left(\frac{S_L}{D_h}\right)^{0,2} \left(\frac{S_T}{D_h}\right)^{0,2} \left(\frac{h_f}{D_h}\right)^{0,25} \left(1 + \frac{dh}{D_h}\right)^{0,4} Re_f^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad (28)$$

na qual a constante C_{Nu} é 0,0937 para microaletas quadradas. S_L e S_T são, respectivamente, os passos longitudinais e transversais entre as aletas [m]; h_f é a altura da microaleta [m]; dh é a diferença entre a altura do dissipador de calor e a altura das microaletas [m]; Pr_w é o número de Prandtl calculado na temperatura da superfície.

iii. Liu et al. (2011), para microaletas com arranjo escalonado

$$Nu_{Liu} = 0,1245 Re^{0,6106} Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad (29)$$

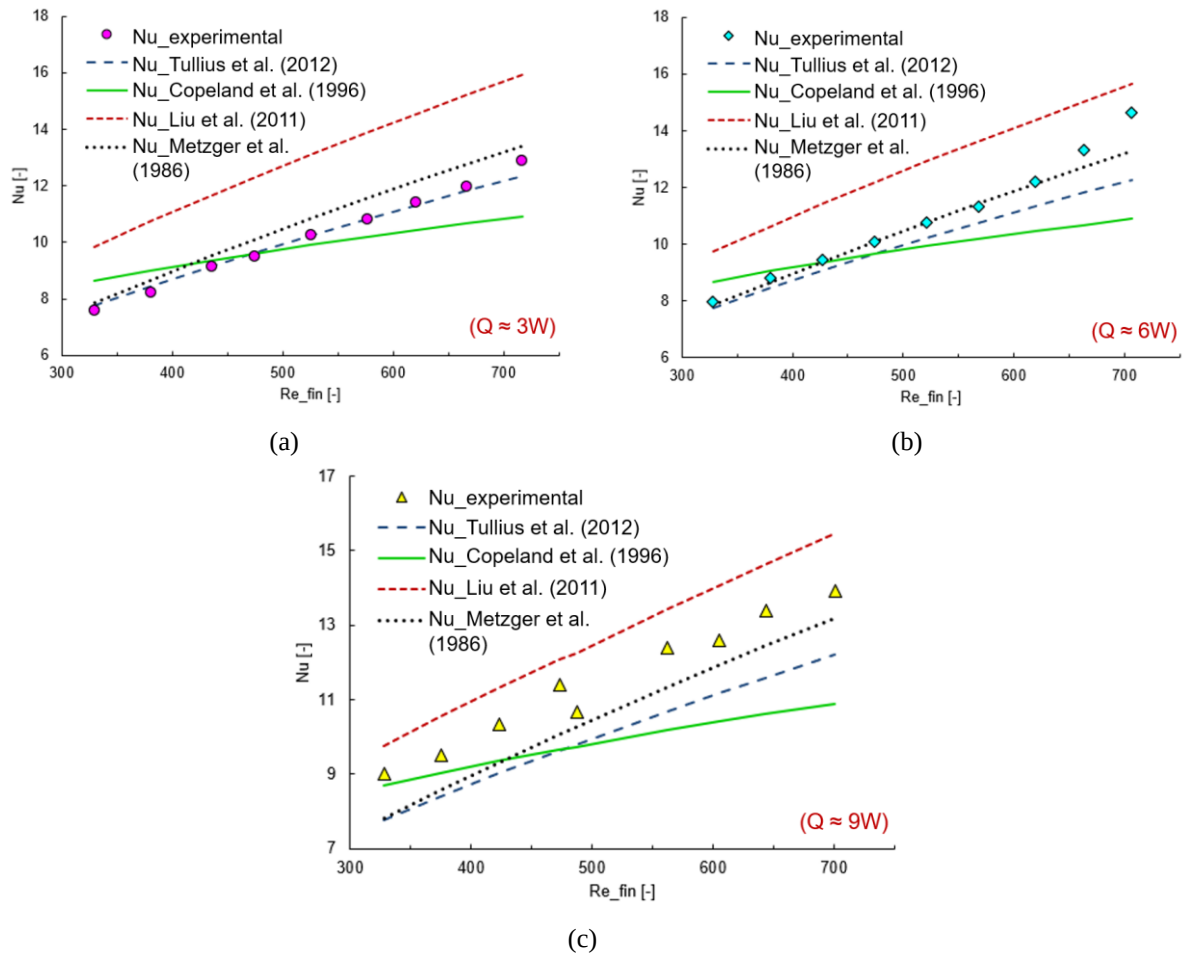
sendo Pr_f o número de Prandtl calculado na temperatura média do fluido.

iv. Metzger, Shepard e Haley (1986), para microaletas

$$Nu_{Metzger} = 0,135 \left(\frac{S_L - D_h}{D_h}\right)^{-0,34} Re^{0,69} \quad (30)$$

A correlação de Tullius et al. (2012) foi a que melhor representou os dados experimentais em regime monofásico para a amostra S1 (Figura 42). O erro absoluto médio, MAE, para a correlação de $Nu_{Tullius}$ foi de 1,5 a 14,4% (7,5% em média), com aproximadamente 100% dos dados preditos dentro da faixa de erro $\pm 15\%$. Para as demais correlações, seus respectivos MAE's em relação aos dados experimentais estão listados na Tabela 16; a correlação proposta por Liu et al. (2011) apresentou MAE entre 9,0 e 21,9% (em média 15,3%), o que pode ser explicado pelo fato de a correlação ter sido desenvolvida para microaletas em arranjo escalonado e a amostra S1 é uma amostra com arranjo alinhado. Os dados experimentais foram representados satisfatoriamente pela correlação de Metzger, Shepard e Haley (1986), também desenvolvida para microaletas, com MAE entre 2,3 e 9,1%.

Figura 42 - Número de Nusselt experimental comparado com os preditos por diferentes correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S1. (a) 3 W, (b) 6 W e (c) 9 W



Fonte: Elaboração da própria autora.

Apesar do desvio quantitativo ser relativamente baixo (Tabela 16), a correlação de Copeland, Behnia e Nakayama (1996), a qual foi desenvolvida para microcanais, não prediz satisfatoriamente o comportamento da curva experimental de Nu (o aumento dos valores de Nusselt com o aumento de Reynolds é menos acentuado para microcanais comparado à microaletas). Para o caso de canais segmentados, como os aqui estudados, a transferência de calor é intensificada pela constante mistura do fluido nos canais secundários.

A Figura 43 apresenta a validação para a superfície S2 ($H = 350 \mu m$, Alinhada); para essa, foi observado o mesmo comportamento encontrado para a amostra S1, visto que a correlação de Copeland, Behnia e Nakayama (1996) para microcanais não foi capaz de prever adequadamente os dados experimentais. Já as correlações desenvolvidas para microaletas apresentaram ótima concordância e mesmo comportamento dos dados experimentais, em especial a correlação de Tullius et al. (2012) e Liu et al. (2011) – para arranjo alinhado das microaletas – com MAE de, em média, 6,0 e 7,9%, respectivamente. Aproximadamente 100% dos dados

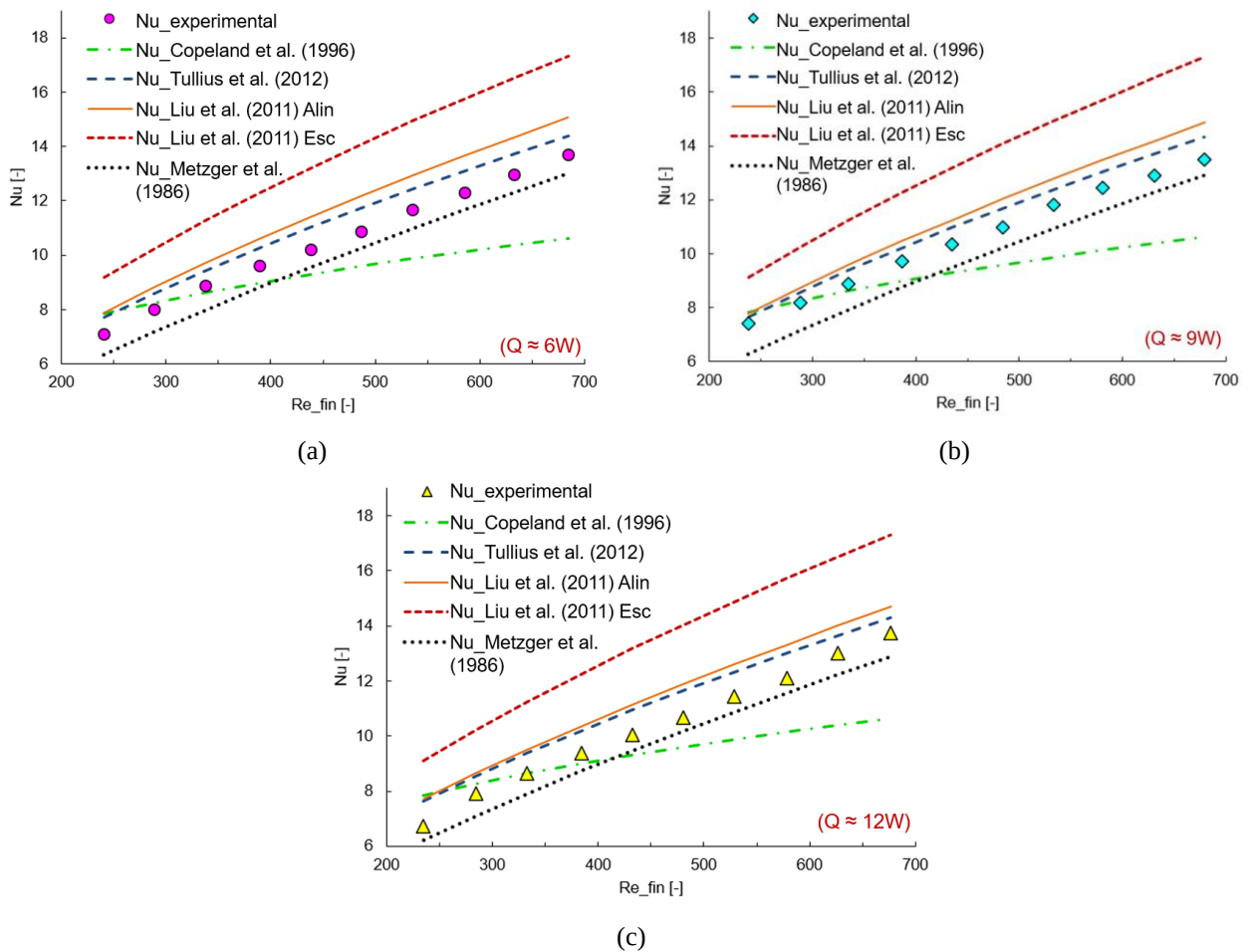
experimentais referentes aos testes em regime monofásico foram preditos pela correlação de Tullius et al. (2012) dentro da faixa de erro de $\pm 10\%$.

Para a amostra S2 também foi analisada a correlação de Liu et al. (2011), a qual foi desenvolvida para arranjo alinhado de micropilares, Eq. (31),

$$Nu_{Liu-Alinhado} = 0,143 Re^{0,615} Pr_f^{1/3} \quad (31)$$

Para esta correlação o MAE variou entre 6,0 e 9,8%. Para a correlação de Metzger, Shepard e Haley (1986) o erro absoluto médio foi de 9,0%, mostrando-se assim satisfatória para predição dos dados experimentais. Já a correlação de Liu et al. (2011), desenvolvida para arranjo escalonado, apresentou um erro absoluto médio de 19,6%, similar ao ocorrido para a amostra S1.

Figura 43 - Número de Nusselt experimental comparado com os preditos por diferentes correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S2. (a) 6 W, (b) 9 W e (c) 12 W

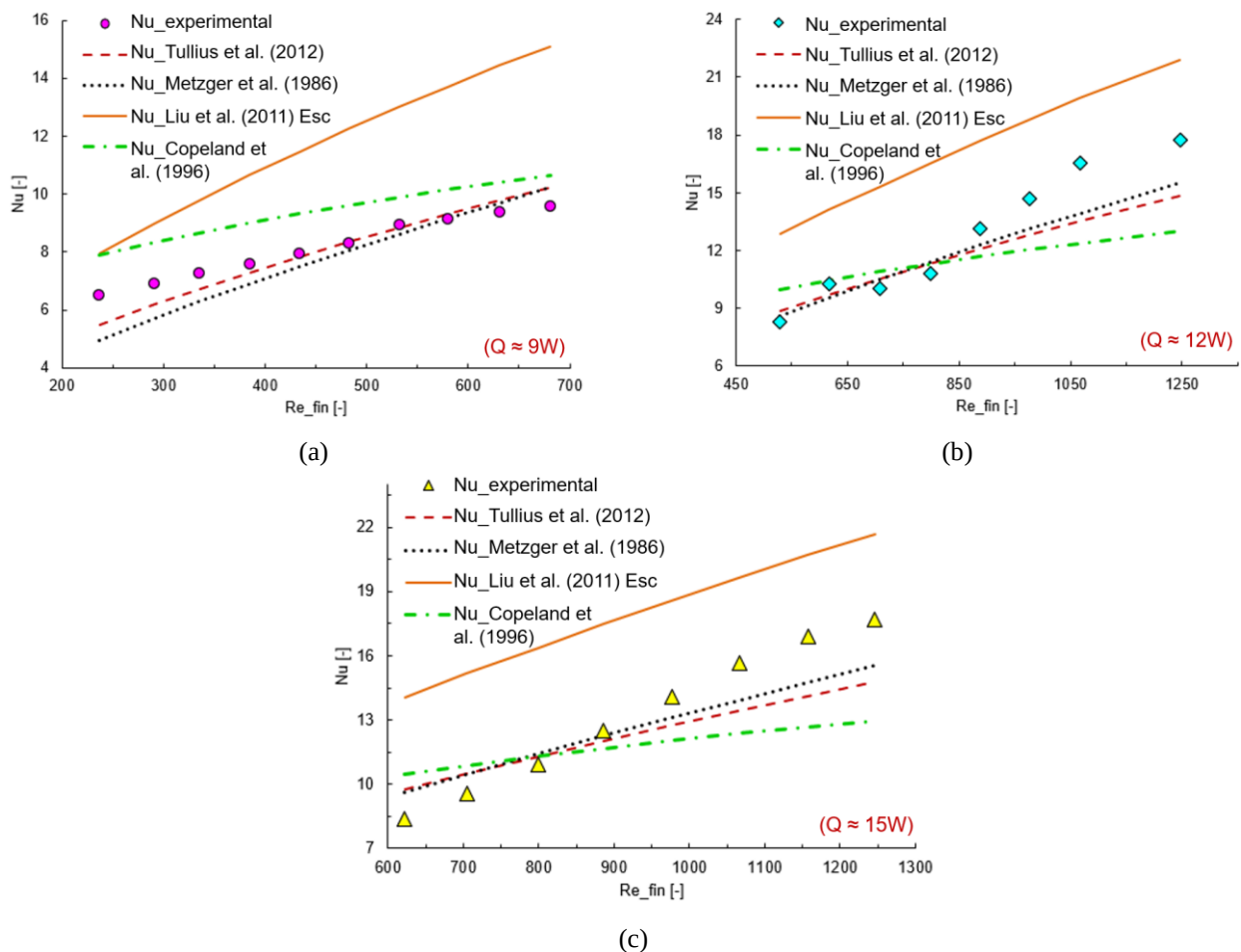


Fonte: Elaboração da própria autora.

A análise térmica com base no número de Nusselt e a comparação com correlações da literatura, para os testes em regime monofásico e para a amostra S3 (H = 350 μ m, Escalonada)

são apresentadas na Figura 44. Para o coeficiente C_{Nu} da correlação de Tullius et al. (2012) adotou-se o valor correspondente ao de microaletas com geometria diamante (o mesmo considerado na análise para perda de pressão); o erro absoluto médio foi de 9,6% e aproximadamente 100% dos dados foram preditos dentro da faixa de erro de $\pm 15\%$. Uma observação é que a correlação de Tullius et al. (2012) prediz mais satisfatoriamente (MAE de 5,7%) os dados para baixos valores de Reynolds, uma vez que foi desenvolvida para $Re < 1000$.

Figura 44 - Número de Nusselt experimental comparado com os preditos por diferentes correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S3. (a) 9 W, (b) 12 W e (c) 15 W



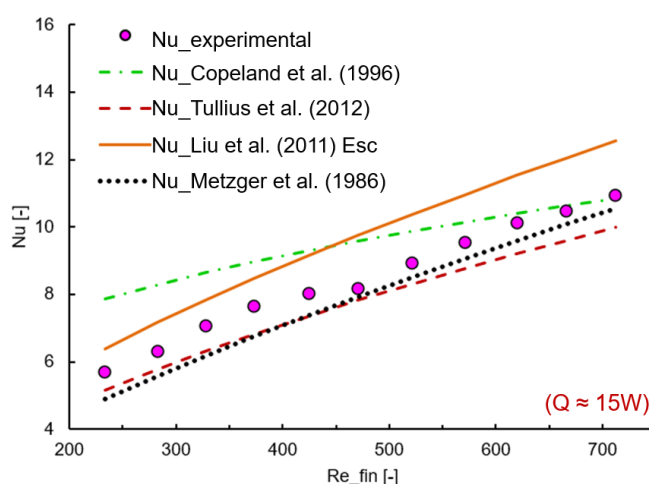
Fonte: Elaboração da própria autora.

Para as demais correlações, observa-se que a de Liu et al. (2011) não prediz adequadamente os dados experimentais, mesmo tendo sido desenvolvida para arranjo escalonado (MAE de 27,9%). Isso pode ser atribuído à forma que os autores calculam os parâmetros geométricos das amostras, as quais divergem de outros trabalhos da literatura, variando os valores dos diâmetros hidráulicos equivalentes. A correlação de Metzger, Shepard e Haley (1986) apresentou um erro absoluto médio de 8,8%; e por fim, a correlação de Copeland, Behnia e Nakayama (1996) apresentou um erro absoluto médio de 17,3%, sendo que essa correlação foi

desenvolvida para microcanais e o arranjo escalonado da amostra S3 diverge ainda mais da geometria analisada por aqueles autores.

Por fim, a análise térmica com base no número de Nusselt e a comparação com correlações da literatura, para os testes em regime monofásico e para a amostra S4 ($H = 160 \mu\text{m}$, Escalonada) são apresentadas na Figura 45. Como na amostra S3, adotou-se o coeficiente C_{Nu} da correlação de Tullius et al. (2012) como sendo o valor correspondente ao de microaletas com geometria diamante, o erro absoluto médio foi de 9,2% e 100% dos dados foram preditos dentro da faixa de erro de $\pm 15\%$. Analisando as demais correlações, tem-se que a de Liu et al. (2011), desenvolvida para arranjo escalonado, teve boa concordância com os dados experimentais, com MAE de 12,4%. A correlação de Metzger, Shepard e Haley (1986) apresentou um erro absoluto médio de 8,4%; e por fim, a correlação de Copeland, Behnia e Nakayama (1996) apresentou um erro absoluto médio de 12,2%.

Figura 45 - Número de Nusselt experimental comparado com os preditos por diferentes correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a amostra S4, com $Q \approx 9 \text{ W}$



Fonte: Elaboração da própria autora.

Os respectivos erros absolutos médios em relação aos dados experimentais estão listados na Tabela 16. Assim, pode-se dizer que os resultados experimentais possuem boa concordância com aqueles preditos por correlações desenvolvidas para microaletas e conhecidas da literatura, considerando o escoamento monofásico, destacando-se o erro intrínseco de $\pm 25\%$ no CTC. Essa análise de consistência dos resultados experimentais mostra a adequação do aparato experimental, dos instrumentos de medição e da metodologia adotada neste trabalho.

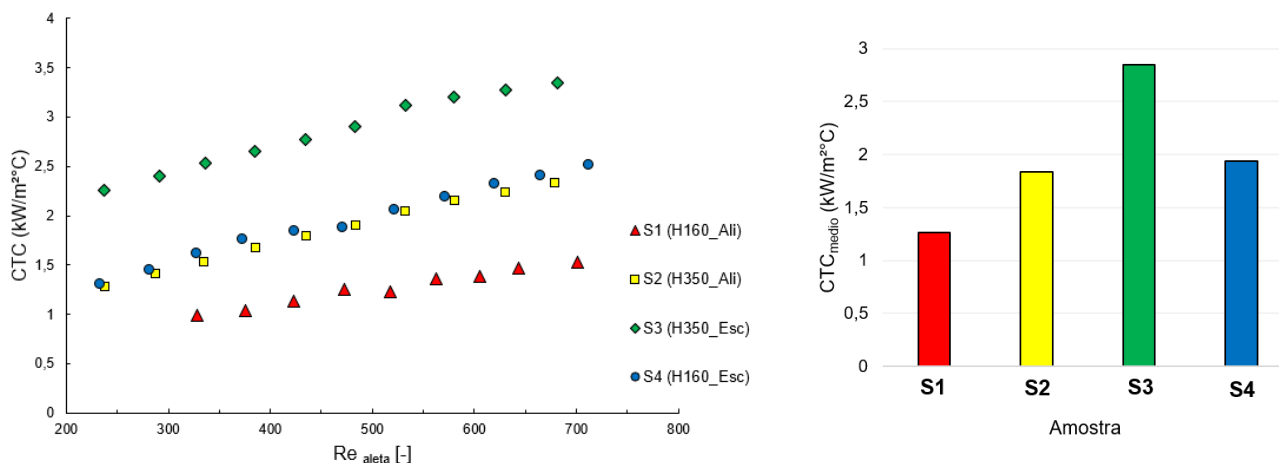
Os resultados da análise comparativa do desempenho térmico em função da geometria das microaletas, para $Q = 9 \text{ W}$, em regime de escoamento monofásico, é apresentado a seguir na Figura 46.

Tabela 16 - Erro absoluto médio (MAE) entre os dados experimentais e as correlações para Nusselt

Amostra	Testes	Tullius et al. (2012)	Metzger et al. (1986)	Copeland et al. (1996)
S1 (Ali_160 μm)	Q 3 W	1,5 – 10,6%	5,2 – 6,0%	8,3 – 13,8%
	Q 6 W	3,0 – 7,3%	2,3 – 3,9%	10,0 – 12,3%
	Q 9 W	8,8 – 14,4%	4,6 – 9,1%	10,0 – 16,0%
S2 (Ali_350 μm)	Q 6 W	3,7 – 6,6%	7,8 – 11,2%	13,9 – 17,7%
	Q 9 W	5,1 – 5,4%	9,5 – 9,6%	13,7 – 14,3%
	Q 12 W	7,4 – 7,7%	7,0 – 11,2%	13,2 – 26,5%
S3 (Esc_370 μm)	Q 9 W	5,7 – 11,0%	5,9 – 10,0%	13,6 – 18,4%
	Q 12 W	10,9%	9,1%	17,1%
	Q 15 W	12,0 – 12,6%	9,4 – 9,5%	19,5 – 22,6%
S4 (Esc_160 μm)	Q 9 W	9,2%	8,4%	12,2%

Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 46 - Comparação do desempenho térmico entre amostras para testes em escoamento monofásico ($Q = 9\text{W}$)



Fonte: Elaboração da própria autora.

Como já relatado na revisão bibliográfica, as amostras com arranjo escalonado apresentam maiores Coeficientes de Transferência de Calor, quando comparadas às alinhadas (S4 apresentou CTC 52,9% maior que S1, e, seguindo a mesma proporção de ganho, S3 apresentou CTC 55,2% maior que S2). Resultados similares foram relatados por Reeser et al. (2014) e Ma et al. (2022). Somando-se o efeito do arranjo escalonado com o aumento da área de contato entre o fluido e a superfície aquecida, observou-se um ganho máximo de 125% no CTC para amostra S3, em relação a S1.

4.2 RESULTADOS PARA OS TESTES EM ESCOAMENTO BIFÁSICO

Os testes para obtenção de resultados no escoamento bifásico foram feitos sob diferentes condições, com variação na velocidade mássica do escoamento (800, 1000 e 1200 kg/m²s) e no subresfriamento do fluido na entrada da seção de testes (10 e 20 °C), bem como no fluxo de calor aplicado, em 4 geometrias de amostras, totalizando 24 configurações de testes. Cada um dos testes foi repetido no mínimo três vezes para verificação da repetibilidade dos resultados. Os parâmetros dos testes em regime bifásico são sumarizados na Tabela 17.

Para uma análise detalhada, foram separados quatro grupos comparativos:

1. Efeito da mudança de fase (monofásico para bifásico), em um mesmo teste, sobre o desempenho térmico e fluidodinâmico da amostra;
2. Efeito do subresfriamento do fluido na entrada da seção microaletada, ΔT_{sub} [°C];
3. Efeito da velocidade mássica, G [kg/m²s];
4. Efeito da geometria das microaletas, H [μm] e arranjo (alinhado e escalonado);

Tabela 17 - Condições dos ensaios em escoamento bifásico

	S1 (Ali_160 μm)	S2 (Ali_350 μm)	S3 (Esc_350 μm)	S4 (Esc_160 μm)
G_{max} [kg/m ² s]	788 - 1233	801 - 1216	795 - 1215	791 - 1213
T_e [°C]	38,5 - 53,4	41,3 - 53,6	41,0 - 51,7	41,3 - 52,6
q''_{eff} [kW/m ²]	6,0 - 84,0	12,4 - 89,8	9,3 - 106,6	8,5 - 91,4
T_p [°C]	42,8 - 68,9	46,9 - 66,7	44,7 - 73,3	45,3 - 70,1
Re [-]	242 - 718	202 - 688	380 - 713	282 - 711
α_{max} (fração de vazio)	0,90	0,85	0,85	0,90
Perda térmica [%]	32 - 43	12 - 37	13 - 34	22 - 40

Fonte: Elaboração da própria autora.

Dentro desses agrupamentos comparativos foram analisados a curva de ebulição, o coeficiente de transferência de calor, CTC ou h_{eff} [kW/m²°C], e a queda de pressão, Δp [kPa]. Também foi analisada a influência da fração de vazio (α [-]) sobre os parâmetros acima. Posteriormente, uma análise da visualização do escoamento obtida por meio da câmera de alta velocidade é apresentada.

A fração de vazio foi escolhida como parâmetro de análise, uma vez que os valores do título de vapor de equilíbrio termodinâmico (parâmetro importante para análise do sistema bifásico) são extremamente baixos, devido às baixas vazões mássicas (entre 1 e 4x10⁻³ kg/s) para

se obter valores de G entre 800 e 1200 kg/m²s, de forma que fossem comparáveis a outros trabalhos da literatura. Ma et al. (2022) relatam o mesmo problema em seus testes, que também utilizam geometrias de microaletas bastante reduzidas.

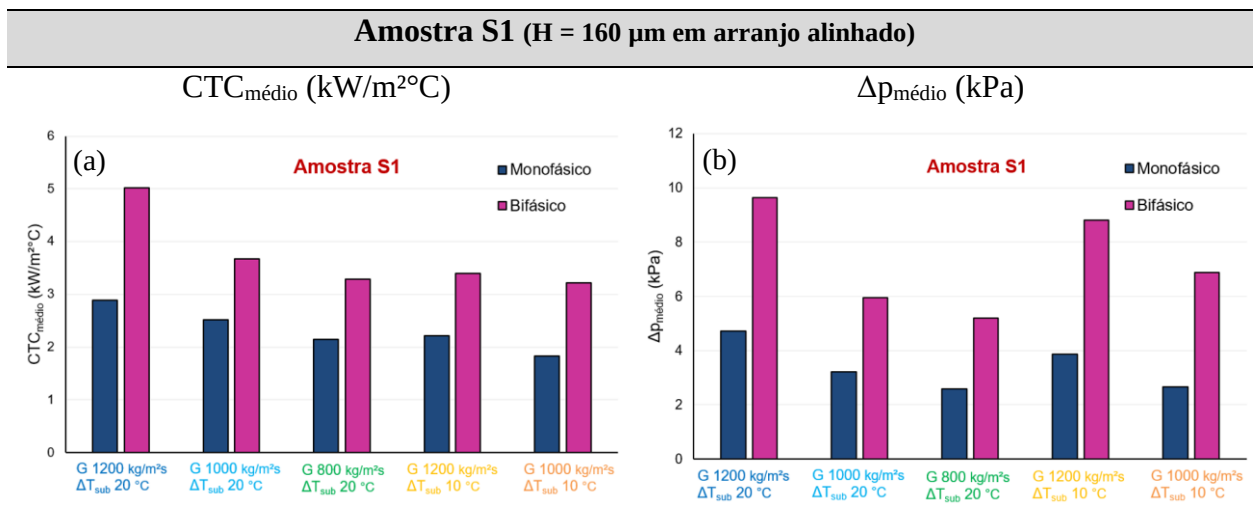
Ressalta-se que um levantamento comparativo quantitativo completo foi realizado com base nos dados de todas as condições de testes das quatro amostras, e os resultados foram acrescentados nas tabelas do APÊNDICE A, pois não é possível discutir todos eles dentro da apresentação dos resultados desta seção.

4.2.1 Efeito da mudança de fase (monofásico para bifásico)

Para avaliar os efeitos da mudança de fase sobre o desempenho térmico e fluidodinâmico de uma amostra, foram comparados os dados médios obtidos do Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Pressão, isolando-se as regiões monofásica e bifásica de cada teste. Os resultados são apresentados a seguir, para cada amostra testada.

Avaliando-se os resultados obtidos na Amostra S1, com arranjo alinhado e menor altura das microaletas ($H = 160 \mu\text{m}$), pode-se observar na Figura 47 que o ganho no CTC após o ONB (do inglês *Onset Nucleate Boiling*, caracterizado pela ativação de sítios de nucleação de bolhas de vapor sobre toda a superfície da amostra aquecida) foi bastante significativo, chegando a 76% para o teste com $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e menor subresfriamento do fluido na entrada do escoamento.

Figura 47 - Efeitos da mudança de fase para os testes com a amostra S1
(a) Desempenho térmico; (b) Desempenho fluidodinâmico



Fonte: Elaboração da própria autora.

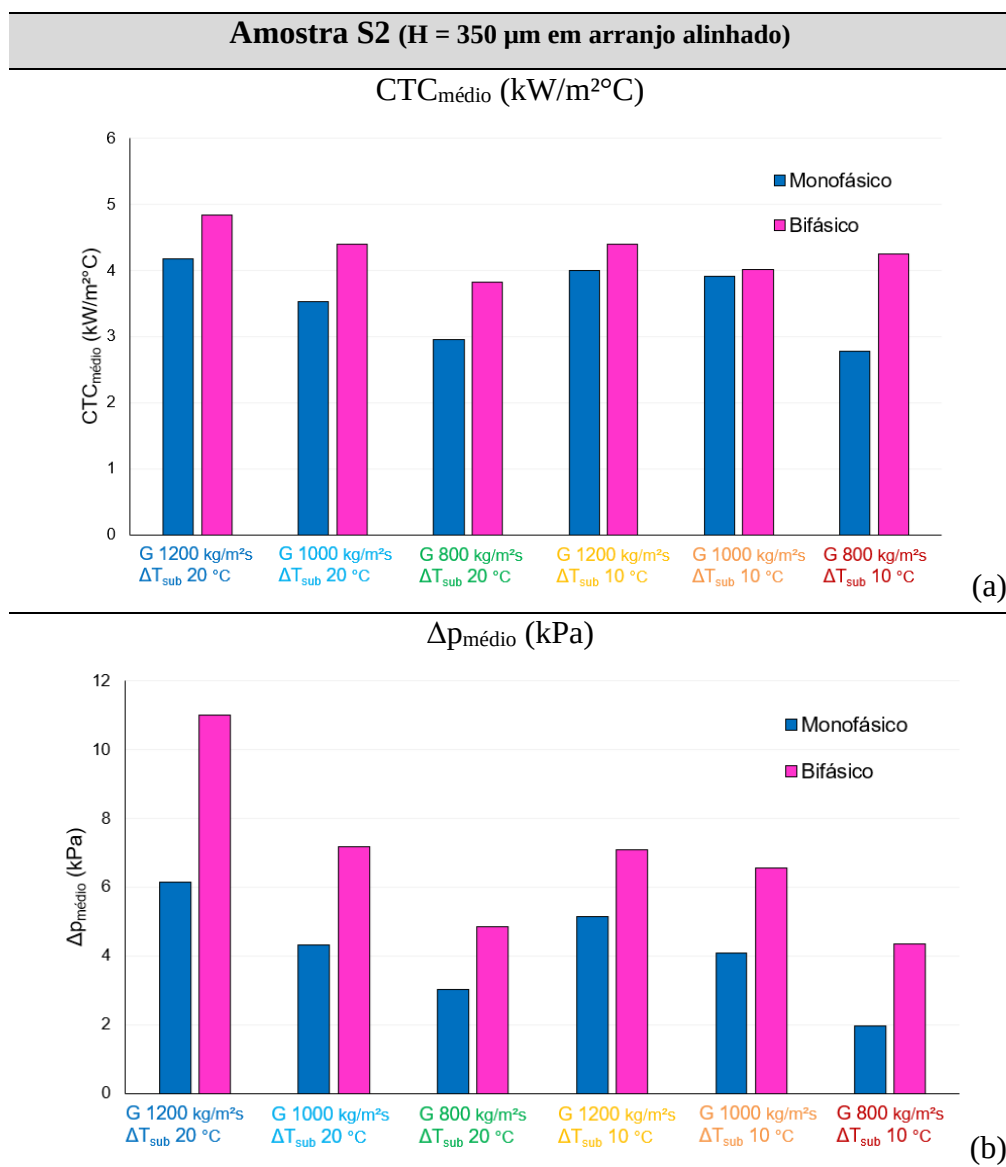
Segundo Ma et al. (2022), quanto maior o confinamento das bolhas de vapor associado a geometria das microaletas, mais sensível será o sistema aos efeitos da mudança de fase, devido à evaporação do filme líquido em contato com a superfície, por causa da formação das bolhas. Isso leva a predominância dos efeitos da ebulição nucleada sobre a convecção forçada como mecanismo de troca térmica para superfícies microaletadas com alto nível de confinamento do escoamento (menor altura e espaçamento entre aletas). Por outro lado, nota-se também um grande aumento na perda de pressão após o ONB (Figura 47b), em que, entre os testes com $\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$, o teste com $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ apresentou aumento médio de 104% no Δp_{medido} no regime bifásico, e para menor subresfriamento, esse aumento chegou a 158% no teste com $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Observou-se que, quanto menor a velocidade mássica (e, consequentemente, menor vazão), associado a um menor subresfriamento do fluido, maior é o efeito de bloqueio do escoamento devido ao vapor confinado sobre a superfície. Quando a fração de vazio atingiu valores acima de 90%, o sistema de bombeamento já não foi mais capaz de superar a barreira causada pelo vapor, e o escoamento apresentou instabilidades severas, incluindo fluxo reverso (apresentado na Seção 4.3), para essa combinação de teste em questão.

Analisando os efeitos da mudança de fase para a Amostra S2, Figura 48, nota-se que, em concordância com o relatado por Ma et al. (2022), o aumento do diâmetro hidráulico reduz os efeitos de confinamento e, consequentemente, os efeitos da ebulição nucleada entram em equilíbrio com os efeitos da convecção forçada. Nessa amostra, o maior ganho médio no CTC após o ONB foi para a combinação de menor G ($800 \text{ kg/m}^2\text{s}$) com menor ΔT_{sub} (10°C), com aumento de 53%. Para os outros testes, os ganhos foram bem menos significativos, quando comparados a amostra S1. Para menor G , a camada de fluido permanece em contato com a superfície aquecida tempo suficiente para promover troca térmica por evaporação, efeito ainda mais acentuado quanto se trata de menor subresfriamento do fluido. Quando a velocidade mássica é mais elevada (principalmente com maior ΔT_{sub}), existe uma tendência dos efeitos da convecção forçada se sobreporem aos efeitos da ebulição nucleada, reduzindo a sensibilidade do sistema à mudança de fase.

Em termos de perda de pressão, observa-se que, para maior subresfriamento, o teste com $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ apresentou maior ganho (79%); já o aumento médio máximo foi para a configuração de $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e subresfriamento de 10°C , com Δp_{medido} 122% mais alto no regime bifásico quando comparado ao regime monofásico do mesmo teste. Isso está associado ao efeito mais intenso da ebulição nucleada e a fração de vazio mais elevada atingida nesse teste, o que resulta em um acúmulo de bolhas coalescidas que dificultam o escoamento do fluido em baixa velocidade, aumentando a perda de pressão.

Figura 48 - Efeitos da mudança de fase para os testes com a amostra S2

(a) Desempenho térmico; (b) Desempenho fluidodinâmico



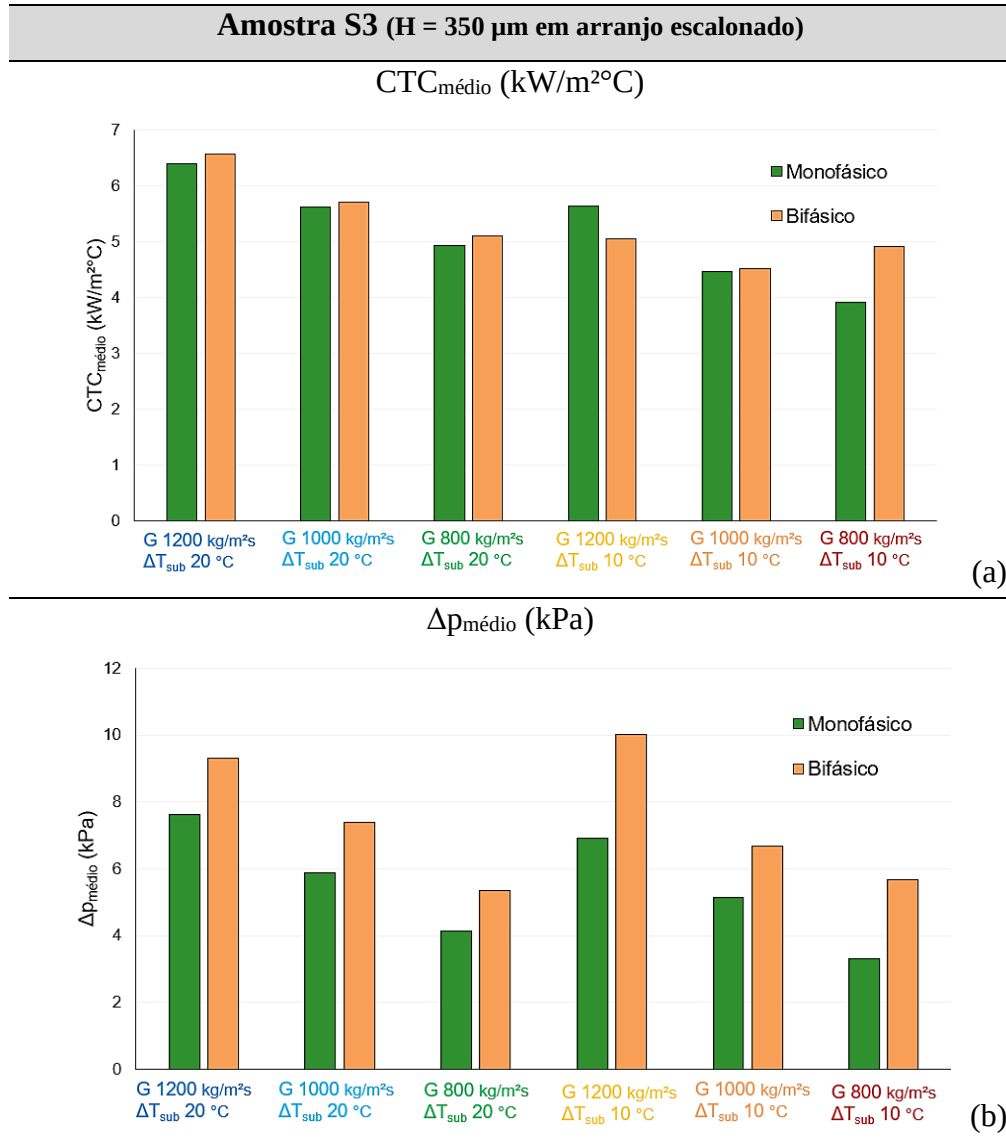
Fonte: Elaboração da própria autora.

Continuando, para a amostra S3, a Figura 49 apresenta os dados obtidos para CTC médio e perda de pressão do regime monofásico e bifásico (após o ONB) de cada configuração de teste dessa amostra. Analisando a Figura 49, para amostra S3, com arranjo escalonado (tipo diamante) e altura das microaletas de 350 μm , nota-se uma fraca influência da ebulição nucleada sobre o CTC, quando comparado aos fortes efeitos da convecção forçada observados nessa amostra. Os ganhos no CTC após o ONB foram extremamente modestos, não ultrapassando 3,5% nos testes com maior subresfriamento ($\Delta T_{\text{sub}} = 20\text{ °C}$). O maior ganho no CTC, de forma análoga ao que acontece na amostra S2, foi para a configuração de $G = 800\text{ kg/m}^2\text{s}$ e subresfriamento de 10 °C, com aumento médio de 26% em relação ao regime monofásico. As discussões

feitas na amostra S2 são as mesmas para os efeitos observados na S3, em relação ao ganho máximo no CTC ser para a configuração de menor G e menor ΔT_{sub} .

Figura 49 - Efeitos da mudança de fase para os testes com a amostra S3

(a) Desempenho térmico; (b) Desempenho fluidodinâmico



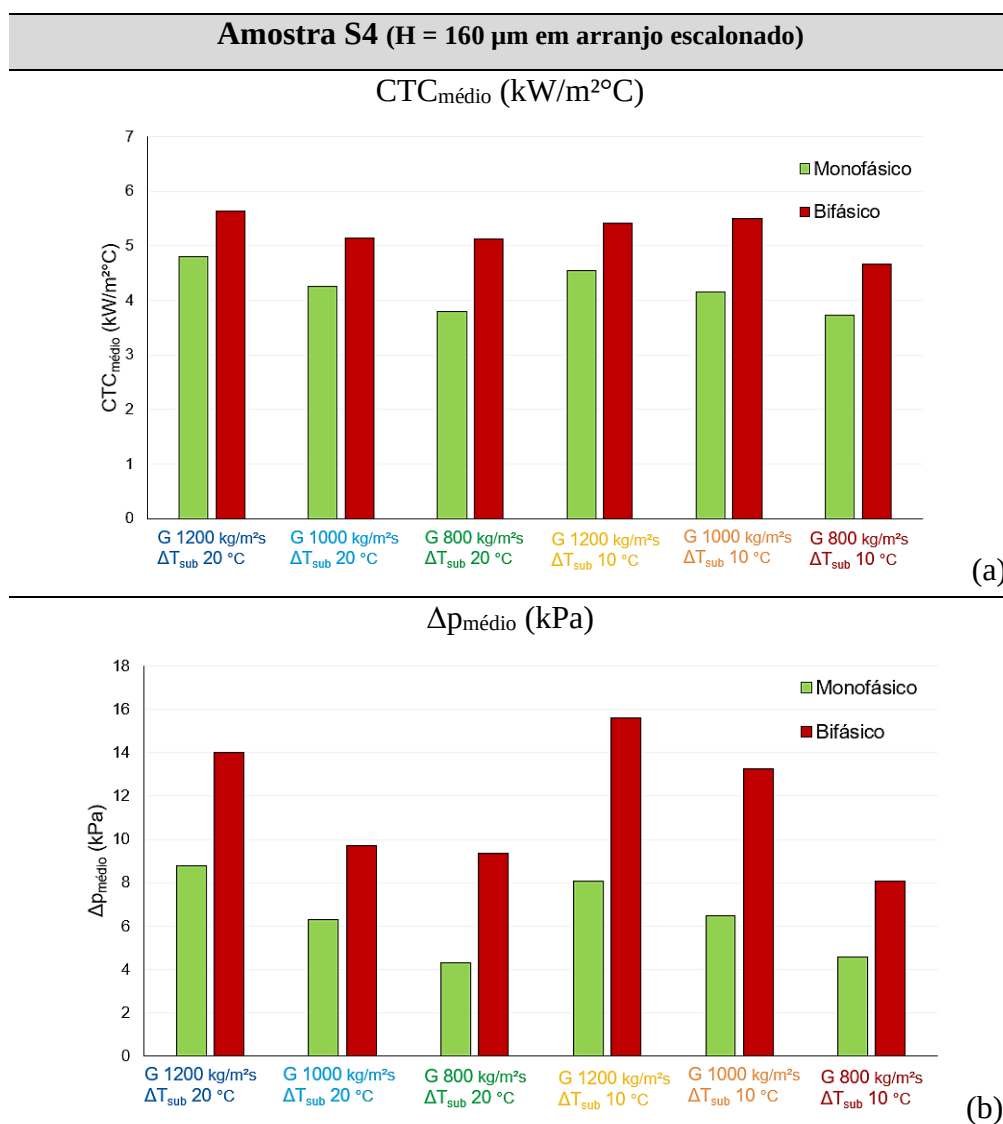
Por outro lado, observa-se que o aumento da perda de pressão para a amostra S3 foi menos intensa quando comparadas ao que ocorreu nas amostras alinhadas (Figura 49b). Tullius et al. (2012) explicaram que a geometria de microaletas tipo diamante favorece o escoamento e uma transição mais gradual para o regime bifásico, com menor resistência das aletas à passagem das bolhas de vapor. Ma et al. (2022) adicionam que, para configurações de aletas escalonadas, existe um mecanismo de formação de microbolhas de vapor, que favorecem a redução do arraste no regime bifásico. A constante mistura de fluido ao longo do escoamento acentua a

troca térmica para essa configuração, e, ao mesmo tempo, dificulta a coalescência das bolhas e a formação de grandes bolsões de vapor, favorecendo a estabilidade do escoamento e perda de pressão menos severa no regime bifásico, quando comparada às amostras com arranjo alinhado. Para maior subresfriamento, o maior aumento na perda de pressão se deu para $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, com média de 30% no regime bifásico, e 72% para mesmo G e subresfriamento de 10°C , configuração essa onde os efeitos da ebulição nucleada são mais intensos e se atinge os maiores valores de fração de vazio, refletindo diretamente na perda de pressão.

Por fim, a Figura 50 apresenta os resultados da análise da influência da transição de regime monofásico para bifásico no escoamento dos testes com a amostra S4 (arranjo escalonado e altura de $160 \mu\text{m}$ das microaletas).

Figura 50 - Efeitos da mudança de fase para os testes com a amostra S4

(a) Desempenho térmico; (b) Desempenho fluidodinâmico



Fonte: Elaboração da própria autora.

Como esperado, tem-se uma sobreposição dos efeitos observados nas amostras S1 e S3, com uma sensibilidade maior aos efeitos da ebulição nucleada devido aos efeitos do confinamento das bolhas de vapor, em constante disputa com os efeitos da convecção forçada, predominantes na amostra S3 com arranjo também escalonado.

Em termos de desempenho térmico, para subresfriamento de 20 °C, o teste com $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ apresentou maior ganho no CTC no regime bifásico (em média 35%), reforçando a discussão de que G 's mais baixos favorecem a sensibilidade do sistema aos efeitos da ebulição nucleada. Para o desempenho fluidodinâmico, observou-se grande aumento na perda de pressão após o ONB, porém, em média, menores que os vistos na amostra S1, indicando que o arranjo escalonado foi capaz de reduzir a formação dos bolsões de vapor, mesmo com o forte efeito do confinamento das bolhas de vapor sobre a perda de pressão nas amostras de menor H . O maior aumento na perda de pressão foi de 117% para $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e subresfriamento 20 °C, seguido de 105% para $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ °C}$.

4.2.2 Efeitos do subresfriamento do fluido, ΔT_{sub}

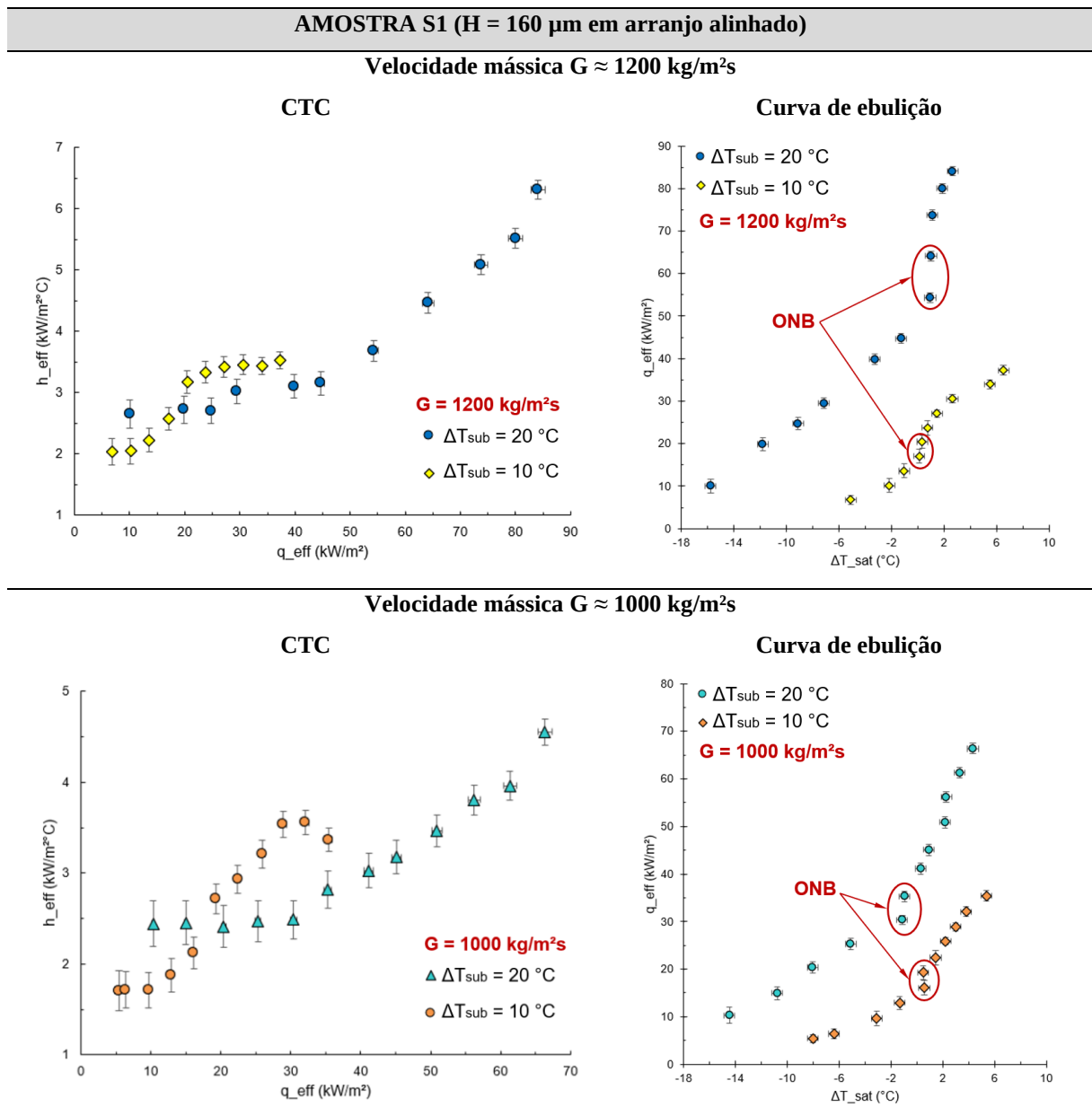
Para analisar os efeitos do subresfriamento do fluido na entrada do escoamento, ΔT_{sub} , que representa a diferença entre a temperatura de saturação do fluido (avaliado na pressão de entrada), $T_{\text{sat}}(P_e)$, e a temperatura do fluido na entrada do dissipador de calor, T_e , cada amostra foi avaliada separadamente, para mais clareza na apresentação dos resultados. Primeiro foi analisado a influência do ΔT_{sub} sobre o desempenho térmico do dissipador de calor, por meio do Coeficiente de Transferência de Calor, $h_{\text{eff}} [\text{kW/m}^2\text{°C}]$, com as respectivas curvas de ebulição apresentadas ao lado, para cada condição de teste. Na parte seguinte é feita a análise de perda de pressão, $\Delta p [\text{kPa}]$, apresentando os resultados também separando as condições de teste de cada amostra.

a) Desempenho térmico em função do grau de subresfriamento, ΔT_{sub}

A Figura 51 apresenta os resultados experimentais do Coeficiente de Transferência de Calor associado com a curva de ebulição, para as diferentes velocidades mássica testadas em cada superfície. Para a amostra S1, na região monofásica, onde apenas os efeitos da convecção forçada estão presentes, o maior subresfriamento, $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ °C}$, apresenta CTC (h_{eff}) maior, quando comparado ao $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ °C}$ para as duas velocidades mássicas testadas. Para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, o CTC médio para $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ °C}$ foi 30,4% maior que o observado para o menor superaquecimento, enquanto que para $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, o ganho médio foi de 37,7%, na região

monofásica. Porém, para a região bifásica, após o ONB (do inglês *Onset Nucleate Boiling*), e menor velocidade mássica, observa-se um ganho bem menor considerando o maior subresfriamento, cerca de 13%, apontando também a influência dos efeitos da ebulição nucleada. O ONB é caracterizado pela mudança repentina na inclinação da curva de ebulição, reduzindo a temperatura da superfície e, portanto, o ΔT_{sat} .

Figura 51 - Análise do desempenho térmico da amostra S1 em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas



Fonte: Elaboração da própria autora.

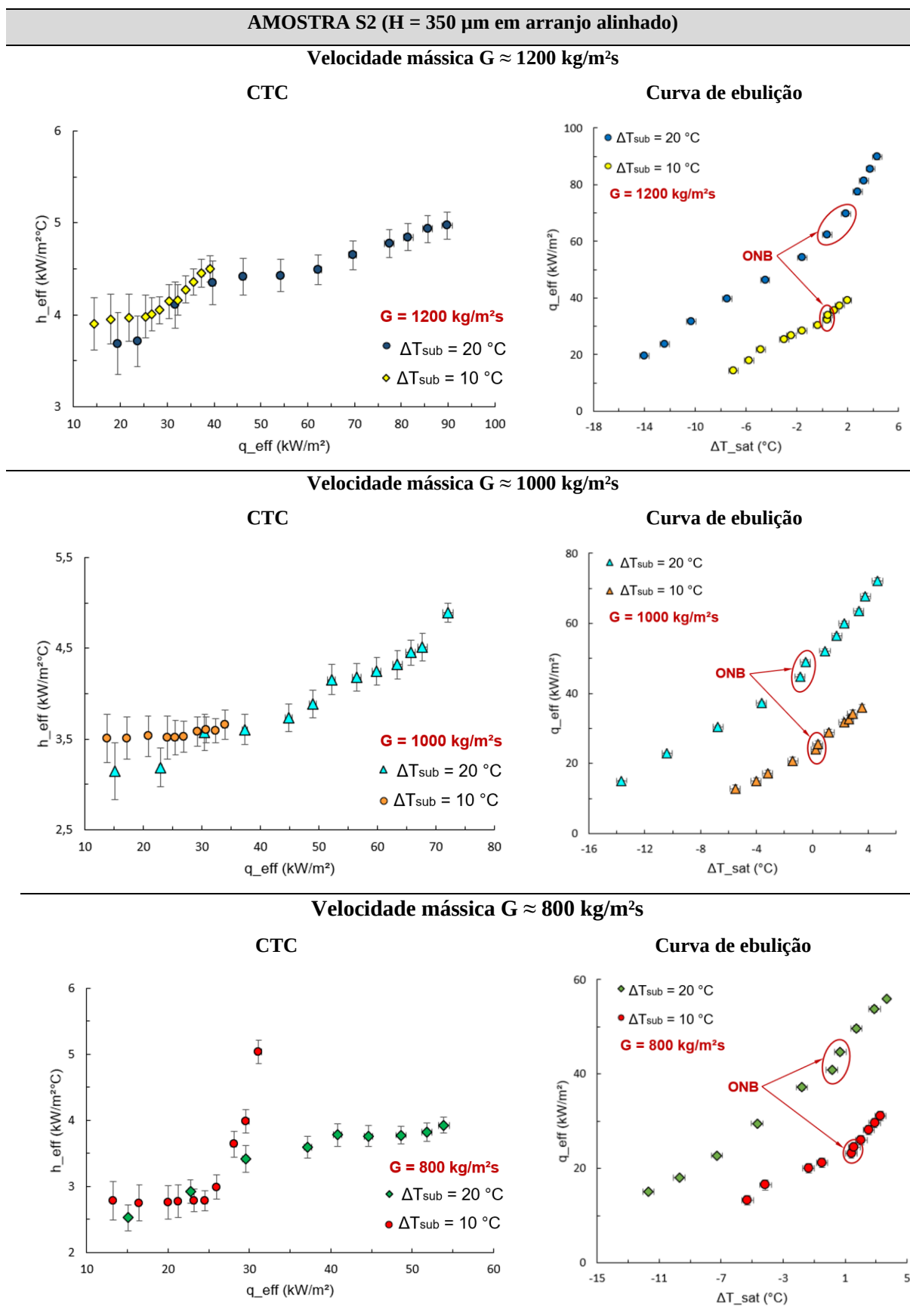
Comparando-se as mesmas faixas de fluxo de calor aplicado, observa-se o aumento no CTC para fluxos de calor moderados e menor subresfriamento do fluido: ganho de 17,4% no

CTC para fluxo de calor entre 20 e 40 kW/m² e $G = 1200$ kg/m²s; e 26,4% de ganho para fluxo de calor entre 20 e 35 kW/m² e $G = 1000$ kg/m²s, indicando a predominância dos efeitos da mudança de fase sobre os efeitos da convecção forçada.

De acordo com Yin et al. (2020), um menor subresfriamento do fluido na entrada do escoamento facilita a ebulição nucleada e transferência de calor por evaporação. Entretanto, observa-se da Figura 51 um aumento contínuo no CTC com o aumento do fluxo de calor aplicado, q''_{eff} , e para maior subresfriamento do fluido na entrada do dissipador de calor ($\Delta T_{sub} = 20$ °C), independente da velocidade mássica; enquanto que o CTC fica estável ou até mesmo sofre um decréscimo com o aumento do fluxo de calor, para o menor subresfriamento ($\Delta T_{sub} = 10$ °C). Yin et al. (2020) atribuíram este comportamento à transição do padrão de escoamento para anular confinado, onde ocorre a secagem parcial de alguns pontos da superfície com o aumento do fluxo de calor imposto, levando ao aumento local da temperatura da superfície, e consequentemente, à degradação do CTC, quando a fração de vazio é elevada.

A Figura 52 apresenta os resultados do desempenho térmico da amostra S2, para as condições de teste propostas. Analisando as curvas de ebulição das amostras S1 e S2 (Figuras 51 e 52, coluna direita) observa-se o início da ebulição nucleada, apontado nos gráficos como ONB, para os dois subresfriamentos testados. Na amostra S2 observa-se o aumento no CTC para $\Delta T_{sub} = 10$ °C, para as três velocidades mássicas testadas: 800, 1000 e 1200 kg/m²s (Figura 52). Esse efeito é particularmente acentuado para $G = 800$ kg/m²s devido à baixa vazão de fluido (ganho de 26,5% no CTC para o menor subresfriamento do fluido na entrada da seção de testes, na faixa entre 25 e 30 kW/m²), onde os efeitos da mudança de fase e evaporação junto à parede se tornam ainda mais evidentes. Como discutido na Seção 4.2.1, velocidades mássicas mais baixas, que são consequência de velocidades médias do fluido também mais baixas, favorecem o contato do fluido com a superfície aquecida por mais tempo, quando comparado aos maiores G 's. Isso facilita a troca térmica por evaporação da camada de fluido presente entre a bolha de vapor e a superfície da amostra, acentuando os efeitos da ebulição sobre o CTC, fazendo com que a contribuição dessa parcela no desempenho térmico da amostra seja mais significativa para essa configuração de teste.

Figura 52 - Análise do desempenho térmico da amostra S2 em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas



Fonte: Elaboração da própria autora.

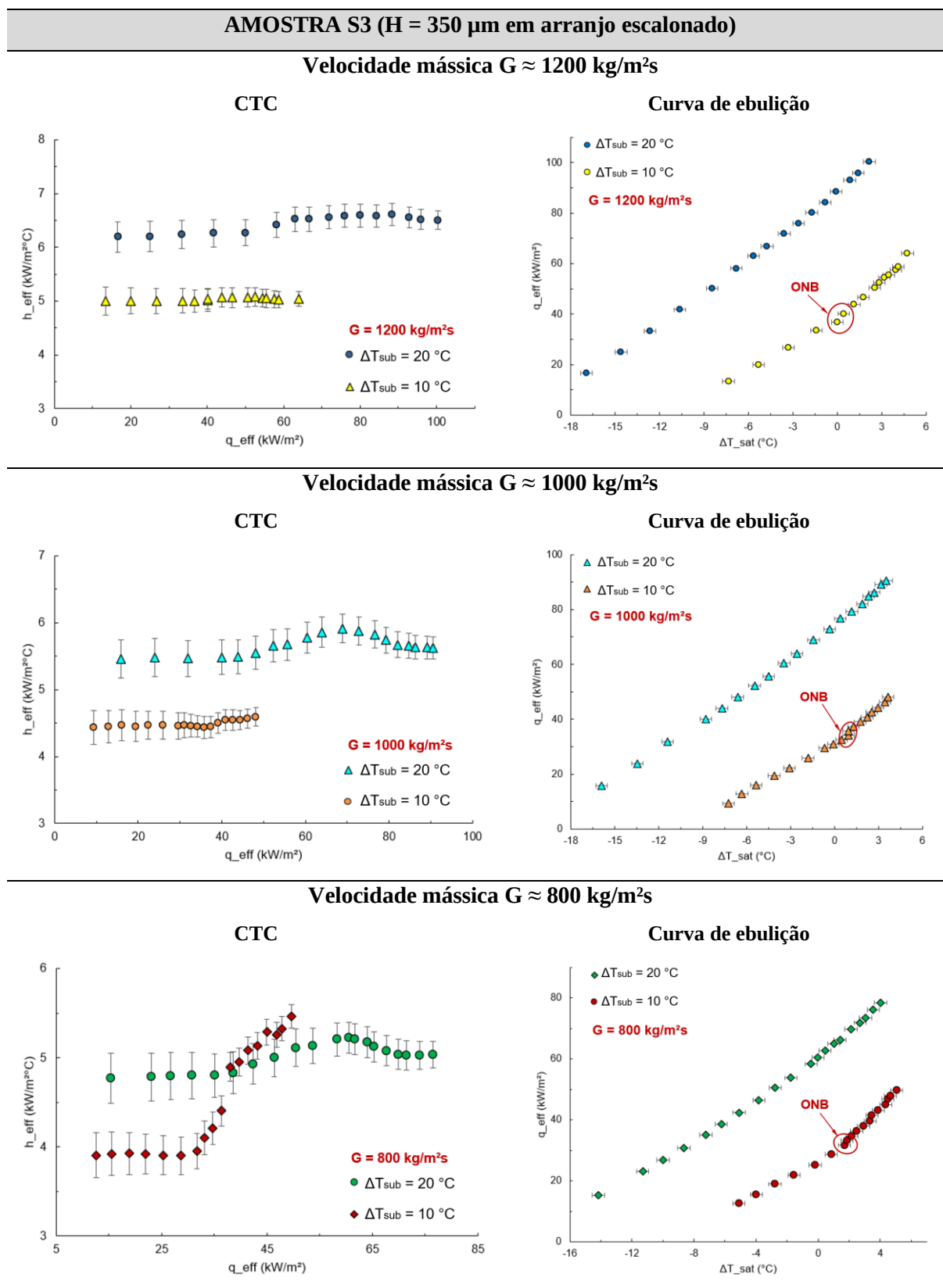
Analisando os dados da Amostra S3, com arranjo escalonado das microaletas, observa-se um comportamento diferente das superfícies anteriores para as velocidades mássicas mais elevadas. Na Figura 53 tem-se que um menor subresfriamento do fluido não afetou positivamente o CTC, para G de 1200 e 1000 kg/m²s, sendo o h_{eff} para $\Delta T_{\text{sub}} = 10$ °C menor que aquele para subresfriamento 20 °C, independente do fluxo de calor aplicado (em média, 20% menor para $G = 1200$ kg/m²s, e 18% para 1000 kg/m²s). Reeser et al. (2014) relataram que o arranjo escalonado proporciona a renovação contínua da mistura de fluido sobre a superfície aquecida, que por si só aumenta significativamente o CTC. Isso, associado a maiores velocidades mássicas, faz com que os efeitos convectivos se sobreponham aos efeitos de mudança de fase. O domínio da convecção como mecanismo de troca térmica é acentuado nessa amostra, a ponto de não ser possível identificar claramente o ONB nas curvas de ebulição, para os testes com maior subresfriamento (a mudança de fase pode ser observada a partir da visualização do escoamento durante os ensaios; tópico abordado na Seção 4.3).

Porém, para a menor velocidade mássica testada, $G = 800$ kg/m²s, a Amostra S3 apresenta um aumento de 4,2% no CTC com a diminuição do subresfriamento, após o início do fenômeno de mudança de fase (fluxo de calor entre 38 e 50 kW/m²), conforme visto na Figura 53, seguindo o comportamento das amostras anteriores. Isso indica que, independentemente dos arranjos das microaletas, quando a vazão é baixa suficiente para os efeitos da ebulição nucleada sobreponem os efeitos da convecção forçada, de maneira geral, uma diminuição do subresfriamento promove o aumento no CTC, para fluxos de calor moderados.

Ainda, com o baixo subresfriamento do fluido, o sistema atinge o limite térmico para fluxos de calor mais baixos, atingindo frações de vazão próximas a 90% para fluxos de calor abaixo 40 kW/m² (quanto menor o G , mais baixo o valor do fluxo de calor limite do sistema); enquanto que, para o maior valor de subresfriamento, nessa mesma faixa de fluxo de calor, a mudança de fase está iniciando. O limite térmico considerado no presente trabalho foi caracterizado pelo início no fenômeno de secagem da superfície, onde há uma inversão na curva de CTC, e consequente degradação do mesmo.

Vale ressaltar que, em muitos dos testes realizados, o limite operacional da bancada foi estabelecido pelas instabilidades fluidodinâmicas (oscilações na vazão e fluxo reverso), ou pela limitação na capacidade de bombeamento do equipamento utilizado na bancada experimental. Para frações de vazão mais elevadas, principalmente associadas a vazões mássicas maiores nas amostras de $H = 350$ µm, a alta resistência ao escoamento imposto pela presença massiva de vapor sobre a superfície, exigiu alta capacidade de bombeamento, atuando como limite operacional da bancada de testes.

Figura 53 - Análise do desempenho térmico da amostra S3 em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas



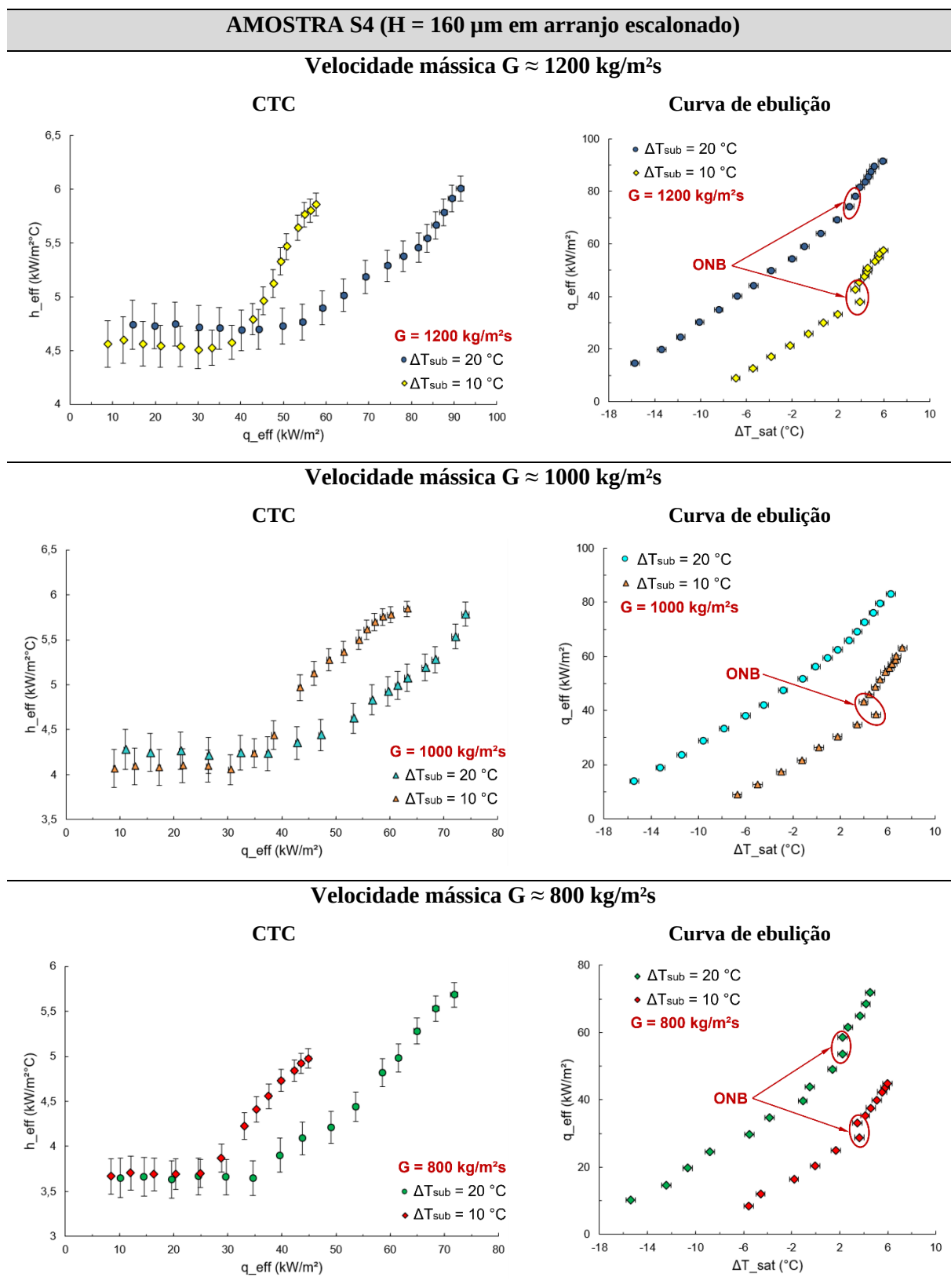
Fonte: Elaboração da própria autora.

Por fim, analisando os efeitos do subresfriamento do fluido na entrada do trocador de calor sobre o CTC, para a amostra S4, observa-se na Figura 54 um comportamento mais próximo da S1 (alinhada, $H = 160 \mu\text{m}$) do que da S3 (escalonada, $H = 350 \mu\text{m}$). Isso indica que, mesmo o arranjo das microaletas sendo escalonado, a menor altura dos pilares acentua os efeitos de confinamento das bolhas de vapor após o ONB, conforme descrito por Yin et al. (2020) e Ma et al. (2022). Nesse caso, o CTC não sofre influência significativa do subresfriamento do fluido na região de escoamento monofásico. Porém, após o início da ebulição nucleada, o subresfriamento $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ favorece a transferência de calor por evaporação do filme líquido formado pelo efeito de confinamento das bolhas de vapor, levando ao aumento do CTC quando comparado ao maior subresfriamento, nas mesmas faixas de fluxo de calor aplicado (aumento de 14% no CTC para o teste com menor ΔT_{sub} e $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, para fluxo de calor aplicado entre 40 e 60 kW/m^2 ; ganho de 15,6% no CTC para o teste com $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, para fluxo de calor aplicado entre 43 e 63 kW/m^2 ; e por fim, 19,4% no CTC para o teste com menor ΔT_{sub} e $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, para fluxo de calor aplicado entre 33 e 45 kW/m^2). Além disso, observa-se a clara predominância da ebulição nucleada como mecanismo de troca térmica nos testes da amostra S4, independente da velocidade mássica testada, com crescente aumento no CTC após o ONB, para os dois níveis de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador de calor, conforme mostrado anteriormente também na Figura 50.

Outro ponto observado foi o alto superaquecimento necessário para o ONB, principalmente para menor ΔT_{sub} , até mesmo resultando no *overshoot* observado nas curvas de ebulição da Figura 54 (coluna da direita). Esse fenômeno é caracterizado pela diminuição brusca da temperatura da superfície aquecida após o início da ebulição nucleada, onde a curva de ebulição sofre um deslocamento para a esquerda.

Isso pode estar relacionado com a geometria a qual agrega as características da S1 e S3 (aletas mais baixas e arranjo escalonado), onde um H menor propicia uma transição mais abrupta ao regime bifásico, porém o arranjo escalonado tende a atenuar tal transição; assim, tem-se um maior superaquecimento da superfície para início da ebulição nucleada.

Figura 54 - Análise do desempenho térmico da amostra S4 em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas



Fonte: Elaboração da própria autora.

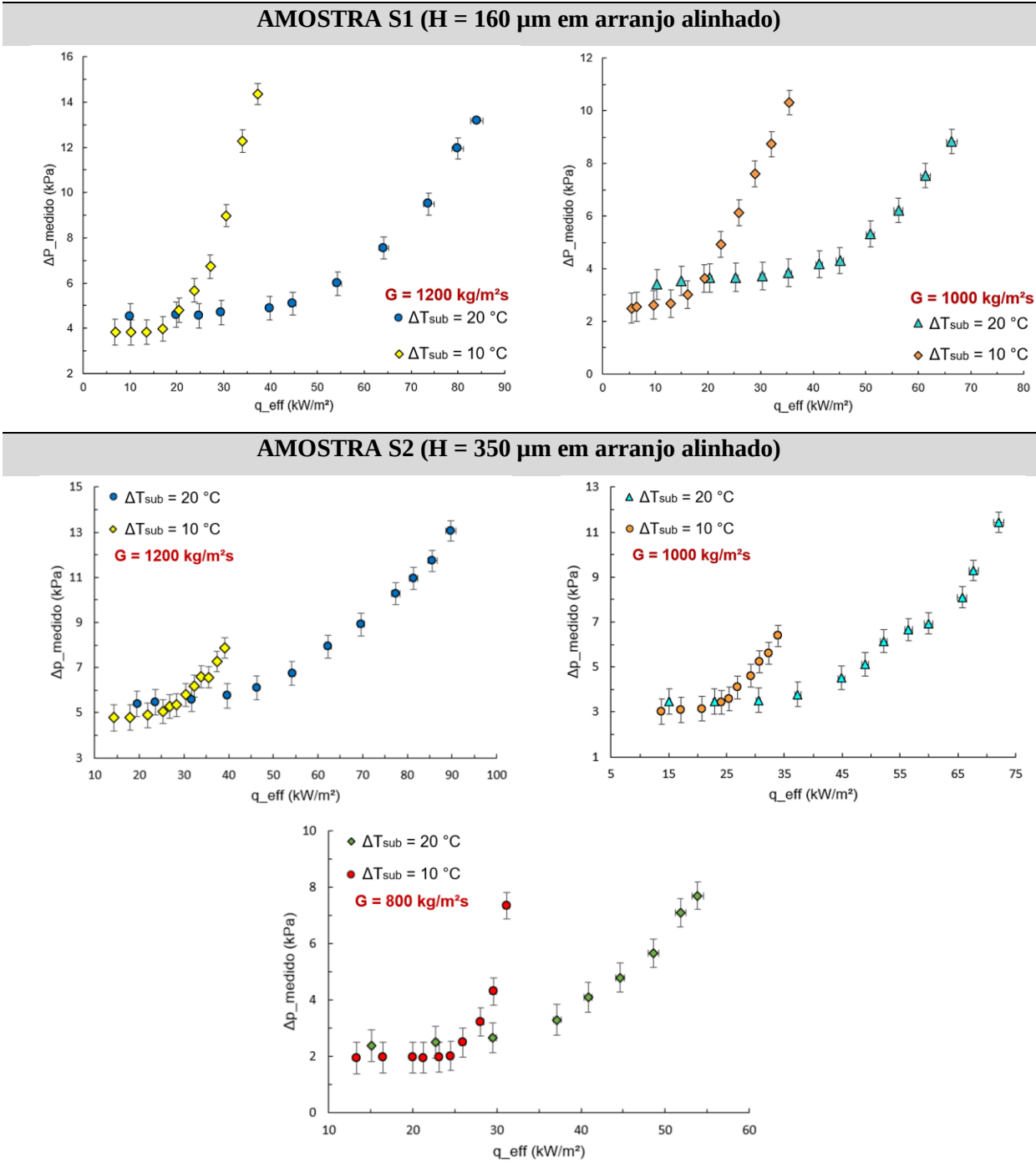
b) Desempenho fluidodinâmico em função do subresfriamento, ΔT_{sub}

O desempenho fluidodinâmico das amostras em função do subresfriamento do fluido na entrada do dissipador de calor microaletado foram avaliados por meio da perda de pressão, Δp [kPa] (adotada como sendo a diferença entre a pressão de entrada, P_e , e a pressão de saída, P_s , medidas pelos transdutores de pressão) e os resultados são apresentados na Figura 54, separados por amostra. O comportamento da perda de pressão foi o mesmo para todos os ensaios, independente da velocidade mássica ou arranjo geométrico dos micropilares, sendo fortemente influenciada pela mudança de fase (regime bifásico).

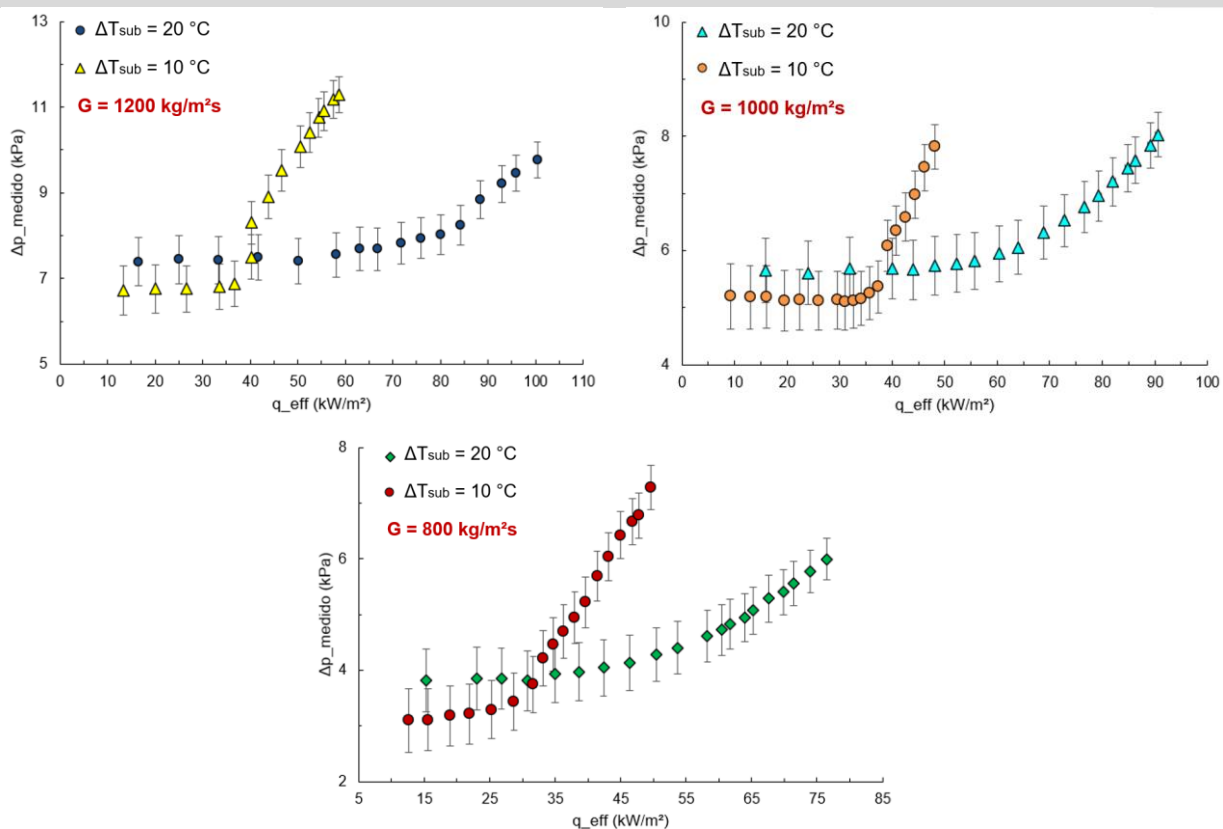
Em todos os gráficos da Figura 55 observa-se que as perdas de pressão, Δp_{medido} [kPa], se mantêm próximas (dentro das incertezas experimentais) na região do escoamento monofásico, para ambos os subresfriamentos testados. Porém, após a mudança de fase, a perda de pressão aumenta drasticamente com a diminuição do subresfriamento do fluido, quando avaliados na mesma faixa de fluxo de calor aplicado, independente da velocidade mássica ou arranjo geométrico da amostra testada. Em particular, as amostras com menor altura de aletas, S1 e S4, apresentaram os maiores aumentos na perda de pressão. Como efeito da diminuição do ΔT_{sub} , na amostra S1, o aumento do Δp_{medido} foi em média 100,7% entre os fluxos de calor de 20 e 35 kW/m² no teste com $G = 1000$ kg/m²s, e 88% para 1200 kg/m²s (entre 20-40 kW/m²); enquanto que na amostra S4, os aumentos médios no Δp_{medido} ficaram em 74% para as três velocidades mássicas testadas, para o menor subresfriamento e fluxos de calor após o ONB.

Os mesmos resultados são descritos extensivamente na literatura, onde vemos que um menor ΔT_{sub} resulta em títulos de vapor de equilíbrio termodinâmico mais elevados ao longo do dissipador de calor, levando ao aumento significativo da perda de pressão, como descritos por Dang et al. (2020) e Cheng e Wu (2021). Os autores relatam que a perda de pressão aumenta à medida que o título de vapor (ou a fração de vazio) aumenta gradualmente com o fluxo de calor (a tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor é maior, resultando no aumento da perda de pressão por atrito ao longo do escoamento). Com base nisso, a análise do efeito da fração de vazio (α), cujo equacionamento encontra-se no APÊNDICE D, sobre a perda de pressão é apresentada nas Figuras 56 a 59, onde a coluna da esquerda mostra as curvas α versus q''_{eff} [kW/m²], para ilustrar como ocorre a mudança de fase em relação ao fluxo de calor aplicado ao sistema, e a curva da direita relaciona a fração de vazio (α) com o Δp_{medido} [kPa], comparando o efeito do subresfriamento do fluido na entrada do escoamento.

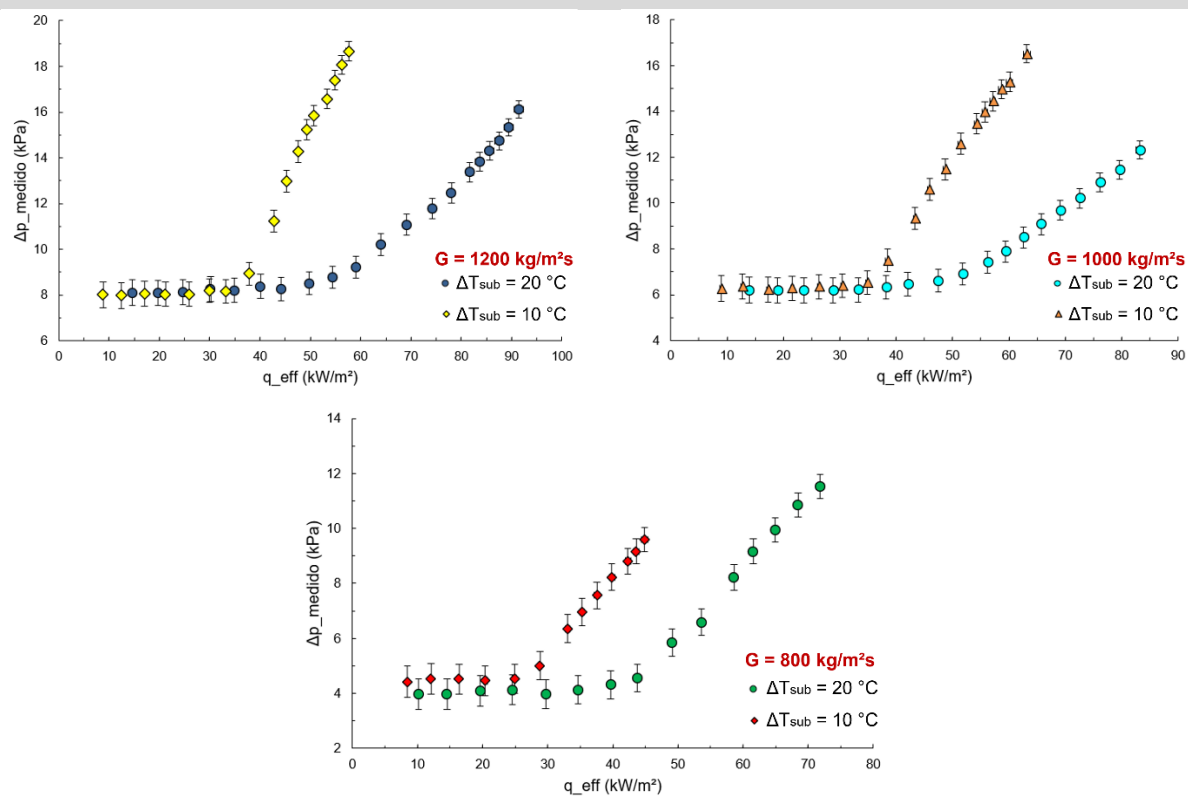
Figura 55 - Análise do desempenho fluidodinâmico (perda de pressão) de cada amostra em função do ΔT_{sub} , para diferentes velocidades mássicas



AMOSTRA S3 (H = 350 μm em arranjo escalonado)



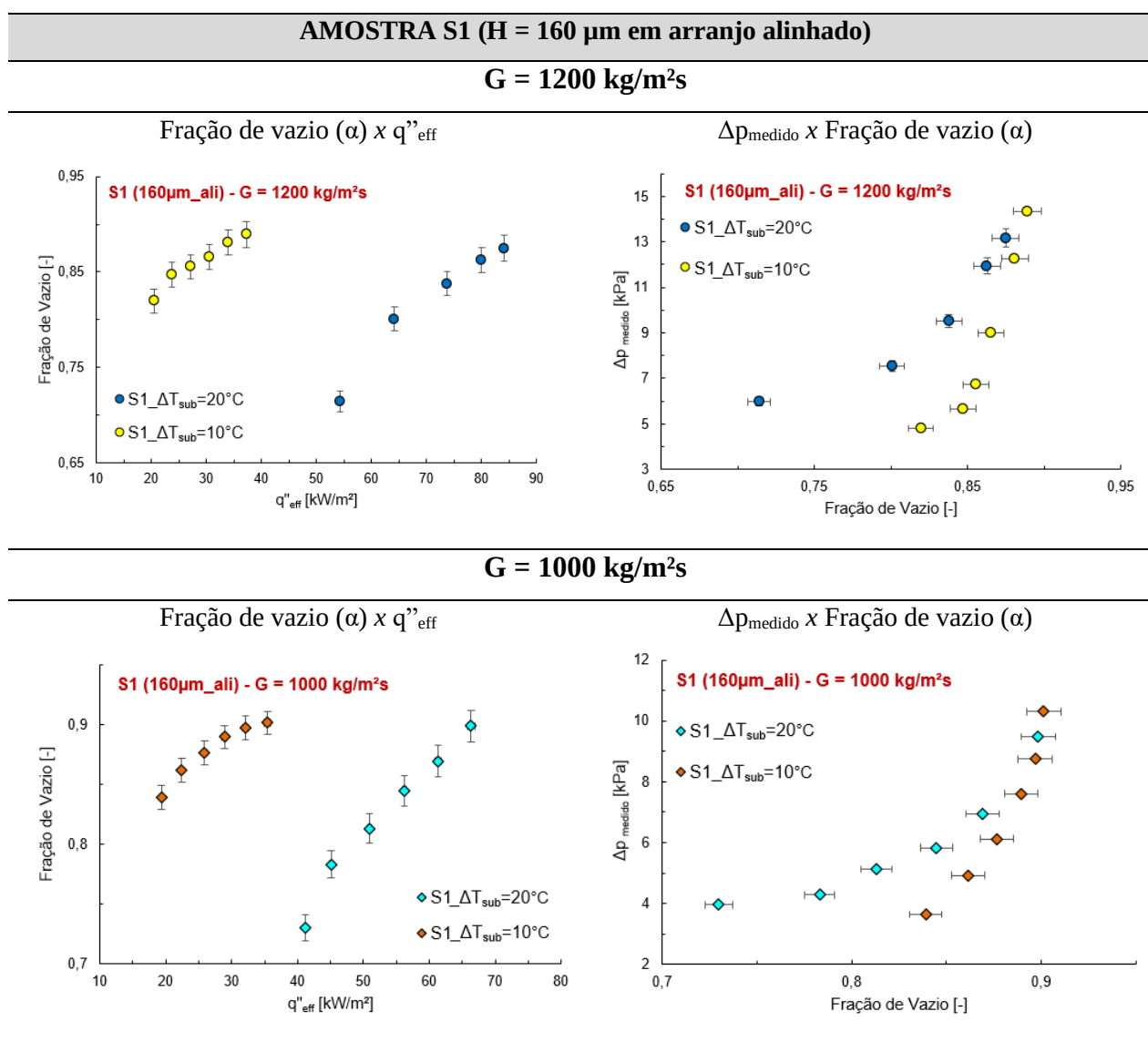
AMOSTRA S4 (H = 160 μm em arranjo escalonado)



Fonte: Elaboração da própria autora.

Na Figura 56 observa-se que, para os testes com maior subresfriamento do fluido, o fluxo de calor do ONB é maior que o fluxo limite para os testes com menor subresfriamento, para as duas velocidades mássicas analisadas na amostra S1. Isso significa que, para fluxos de calor bem mais baixos (abaixo de 40 kW/m²), um menor ΔT_{sub} atinge frações de vazio em torno de 90%; para maior subresfriamento, o regime de escoamento bifásico nem mesmo começou nessa faixa de fluxo de calor. Isso não é necessariamente ruim, uma vez que, caso seja necessário remover baixos fluxos de calor em determinada aplicação, operar com menor subresfriamento do fluido refrigerante garante mudança de fase e CTC elevados nessa faixa de operação

Figura 56 - Efeito da Fração de Vazio (α) sobre a Perda de Pressão (Amostra S1), para diferentes velocidades mássicas



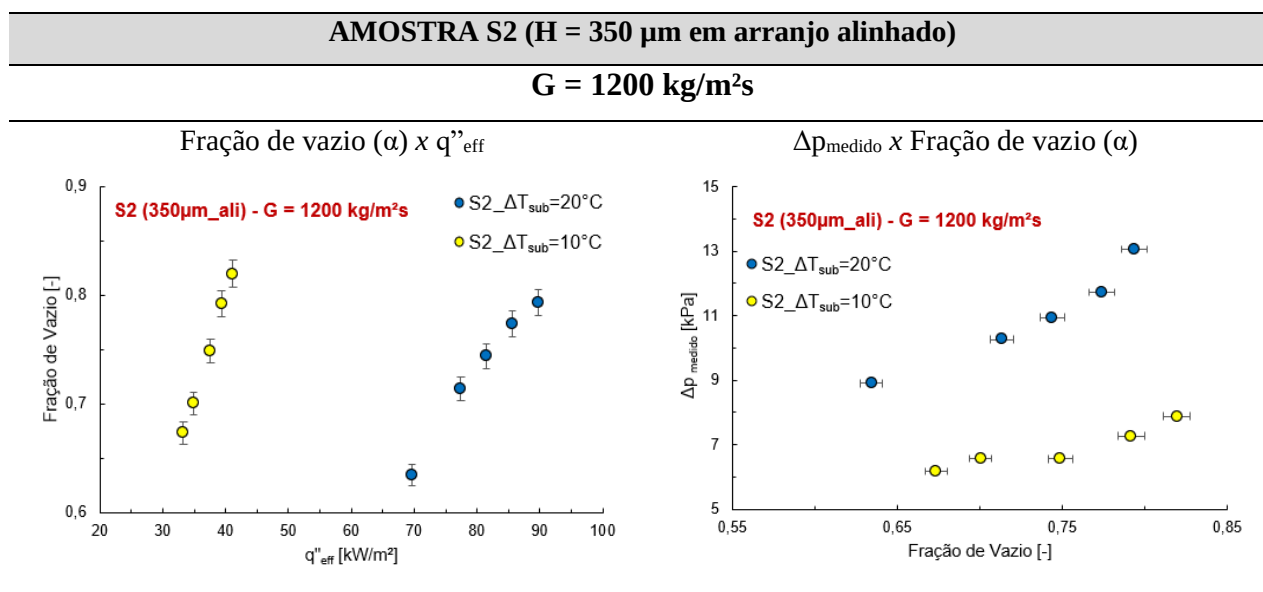
Fonte: Elaboração da própria autora.

Porém, o que se observa em relação a perda de pressão, é que ela tem relação direta com a fração de vazio (coluna direita da Figura 56); quanto maior a fração de vazio, maior a perda de pressão, devido ao efeito de bloqueio do escoamento causado pelas bolhas de vapor coalescidas (bolsões de vapor), como já discutido anteriormente. Além disso, para frações de vazio elevadas ($> 85\%$) os valores de perda de pressão são similares; assim, independentemente das condições do escoamento em termos de subresfriamento, observou-se que a fração de vazio tem forte influência sobre a perda de pressão.

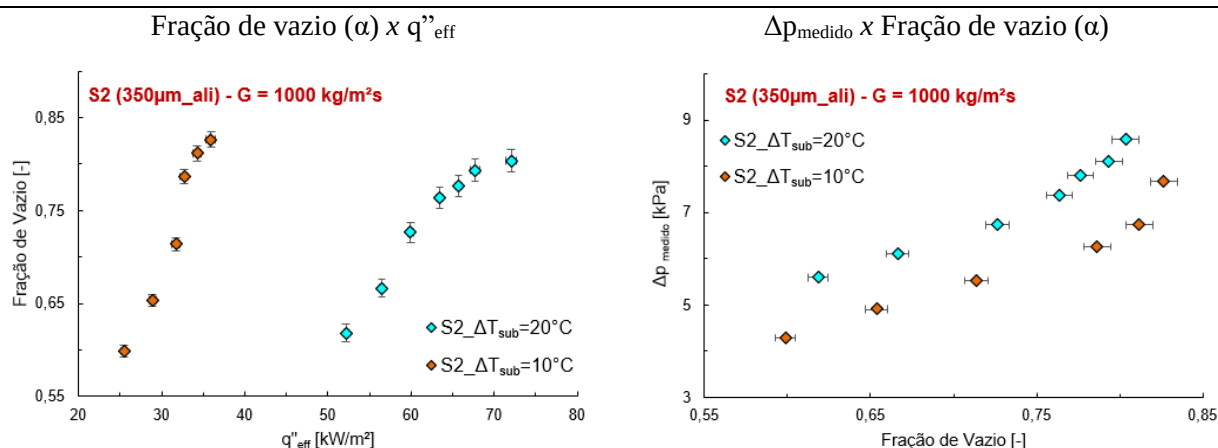
Analisando a amostra S2 na Figura 57, é possível observar que a perda de pressão nessa amostra também tem relação direta com a fração de vazio; e ainda, quanto menor a velocidade mássica, menor a influência do subresfriamento sobre a perda de pressão. Nos testes com $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, o Δp_{medido} nos dois subresfriamentos testados foram diferentes, mesmo para valores de fração de vazio coincidentes, resultado esse devido aos efeitos convectivos serem mais fortes sobre a perda de pressão para esse G . Porém, conforme diminuimos a velocidade mássica, os valores da perda de pressão tendem a se aproximar, sendo mais dependente da fração de vazio do que do subresfriamento do fluido.

Esse efeito tem relação com a transição de mecanismo de troca térmica predominante, de convecção forçada nas velocidades mássica mais elevadas, para ebulição nucleada conforme diminuimos os valores de G . Como a fração de vazio está diretamente relacionada à mudança de fase, é esperado que, uma vez que os efeitos da ebulição nucleada sejam predominantes, a fração de vazio passe a ser mais significativa na perda de pressão do que o subresfriamento do fluido.

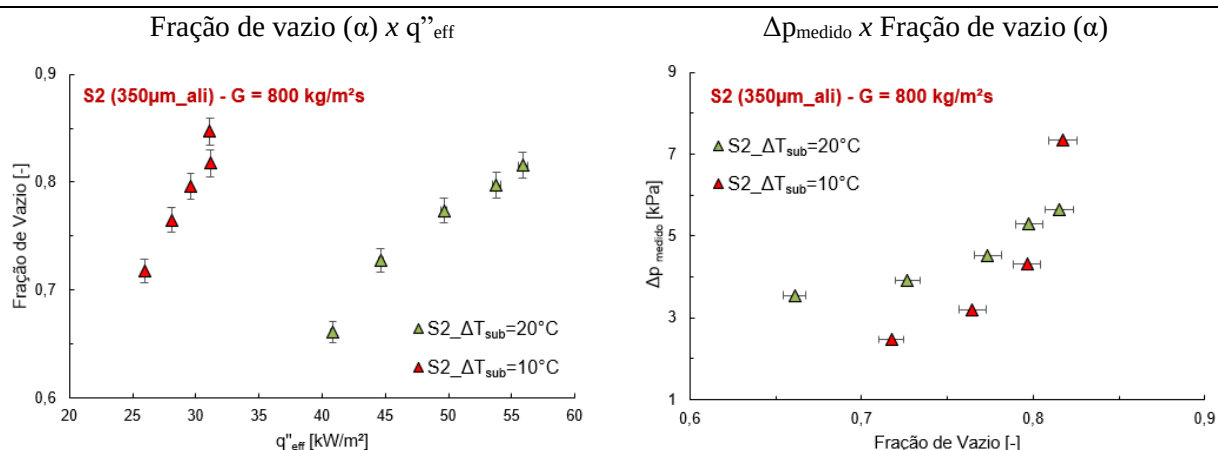
Figura 57 - Efeito da Fração de Vazio (α) sobre a Perda de Pressão (Amostra S2), para diferentes velocidades mássicas



 $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$



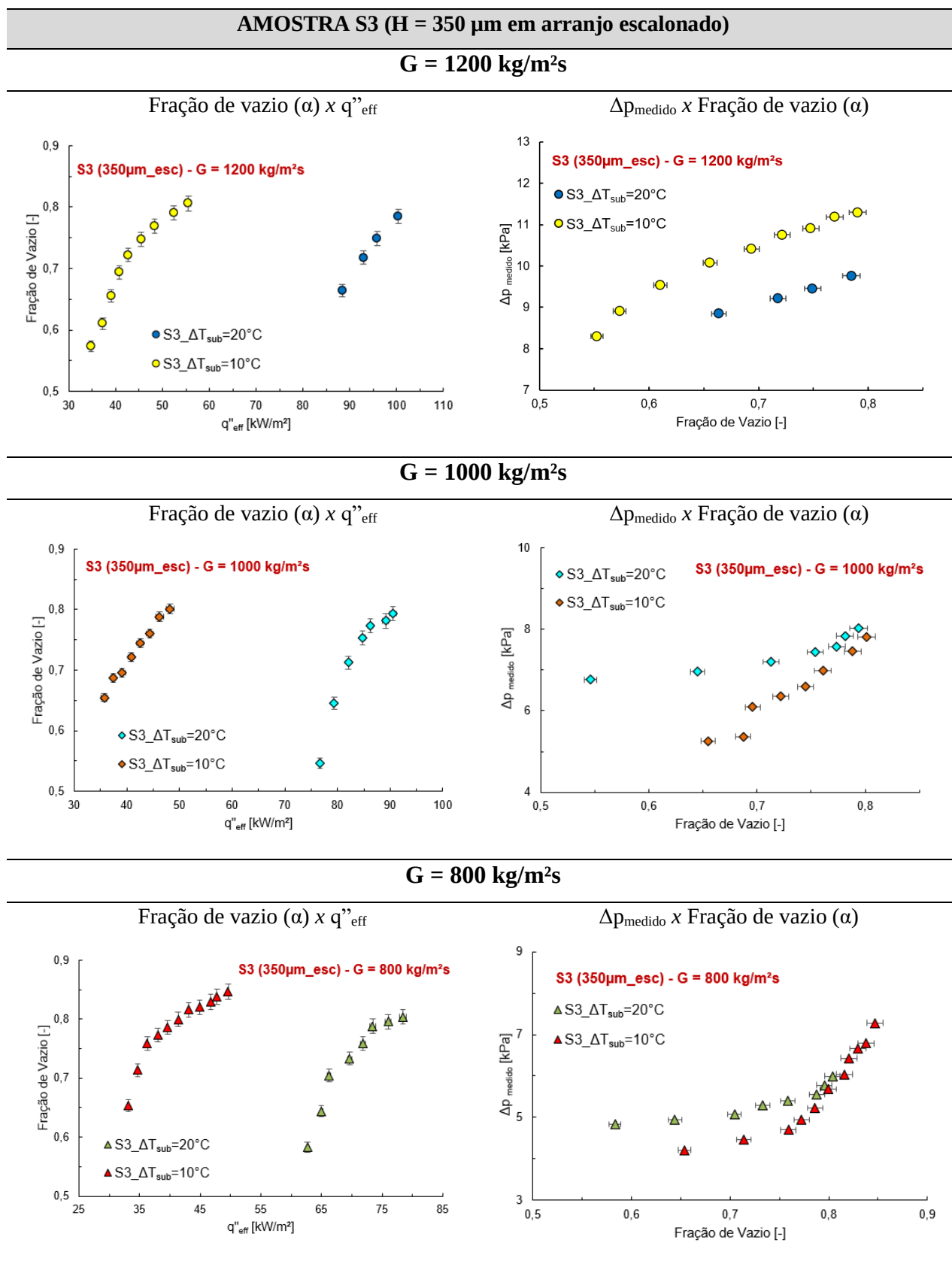
 $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$



Fonte: Elaboração da própria autora.

Continuando a análise, para a amostra S3, os resultados são sumarizados na Figura 58. De forma análoga ao que ocorreu com a mostra S2, a amostra S3 também apresenta maior influência da fração de vazio sobre a perda de pressão quando a velocidade mássica é menor. O padrão se repete de forma bem clara, onde, para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, vê-se ainda forte influência do ΔT_{sub} sobre a perda de pressão, mesmo quando a fração de vazio é a mesma. Porém, para $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, conforme a fração de vazio aumenta, menor é a diferença entre a perda de pressão para os diferentes subresfriamentos testados, chegando a se sobrepor completamente para $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e frações de vazio acima de 79%.

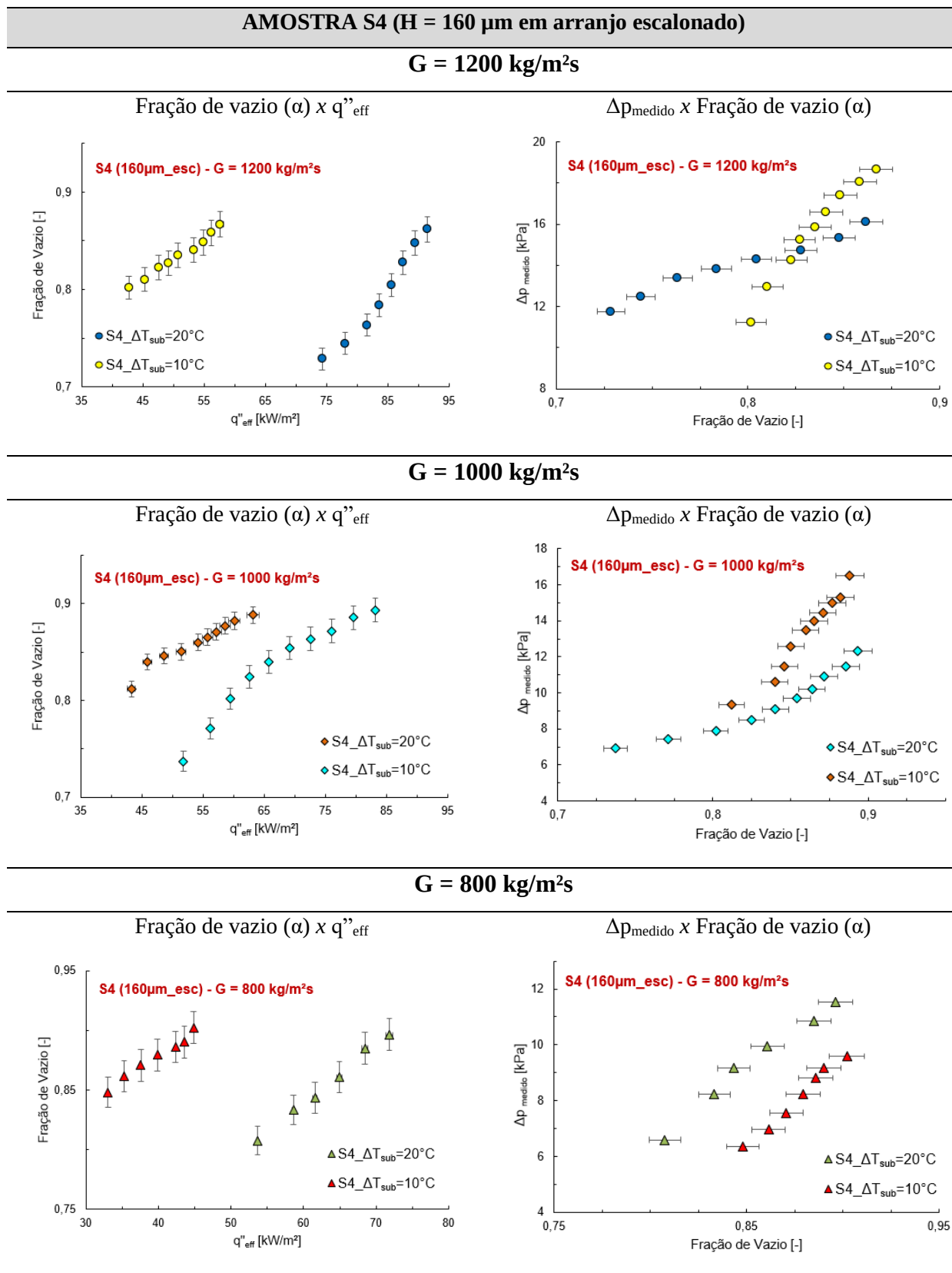
Figura 58 - Efeito da Fração de Vazio (α) sobre a Perda de Pressão (Amostra S3), para diferentes velocidades mássicas



Fonte: Elaboração da própria autora.

Por fim, na Figura 59 são apresentados os resultados da análise para a amostra S4.

Figura 59 - Efeito da Fração de Vazio (α) sobre a Perda de Pressão (Amostra S4), para diferentes velocidades mássicas



Fonte: Elaboração da própria autora.

Os resultados qualitativos da amostra S4 em termos de perda de pressão foram coerentes com o que é reportado pela comunidade científica em termos de ebulição convectiva em superfícies microaletadas. Porém, por ser a última amostra fabricada, o desgaste da ferramenta de corte utilizada no microfresamento afetou o acabamento dos canais segmentados, como pode ser observado na Tabela 6. Isso pode ter contribuído para as divergências encontradas quanto a maior influência da fração de vazio, em comparação ao subresfriamento, sobre a perda de pressão quando a velocidade mássica é menor.

4.2.3 Efeitos da velocidade mássica, G

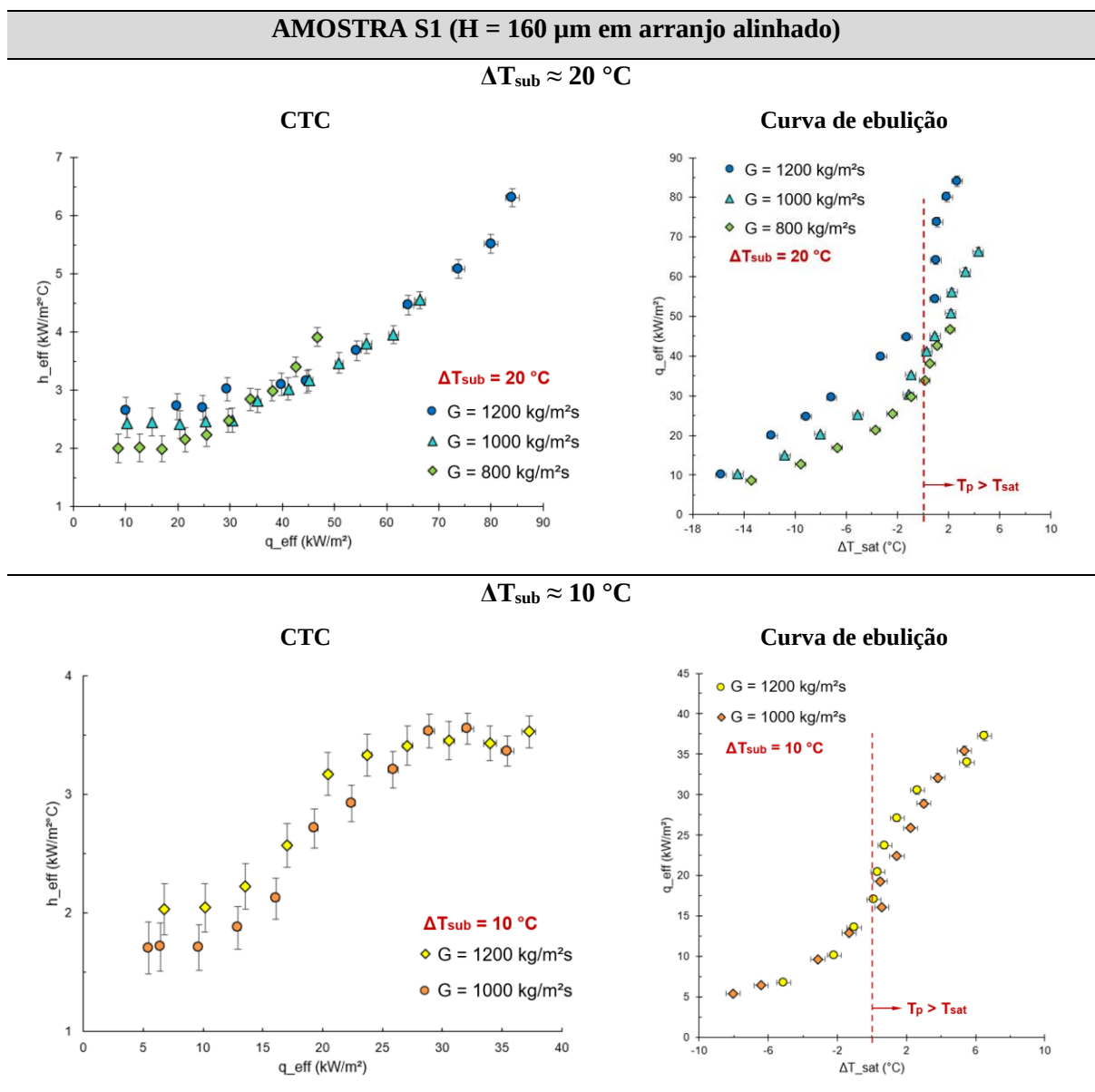
De maneira análoga à seção anterior, nesta seção são feitas as análises da influência da velocidade mássica, G [$\text{kg/m}^2\text{s}$], sobre o desempenho térmico e fluidodinâmico do dissipador de calor, avaliados separadamente para cada amostra testada.

a) Desempenho térmico em função da velocidade mássica, G

A Figura 60 apresenta o efeito de diferentes velocidades mássicas sobre o CTC e curvas de ebulição, para a amostra S1, com diferentes graus de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador de calor ($\Delta T_{\text{sub}} = 10$ e 20 °C). Observando os resultados da amostra S1, tem-se que as diferentes velocidades mássicas testadas não tiveram uma forte influência no CTC para essa amostra. No subresfriamento de 10 °C, as curvas para G de 1200 e 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$ ficaram muito próximas, mostrando um pequeno ganho no CTC para o $G = 1200$ $\text{kg/m}^2\text{s}$ na região monofásica, onde o sistema troca calor predominantemente por meio da convecção forçada. Na região bifásica, ocorre uma inversão, e o CTC para $G = 1000$ $\text{kg/m}^2\text{s}$ fica ligeiramente mais alto na faixa do fluxo de calor de 30 kW/m^2 , mostrando a predominância dos efeitos da ebulição nucleada na troca de calor para vazões menores.

Para subresfriamento de 20 °C, o aumento da velocidade mássica tende a empurrar a curva de ebulição para a esquerda, para baixos e moderados fluxos de calor imposto (região do escoamento monofásico), levando a um ganho médio no CTC de 29% para $G = 1200$ $\text{kg/m}^2\text{s}$ em relação a 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$, e 18% para G de 1000 $\text{kg/m}^2\text{s}$, ambos abaixo de 25 kW/m^2 . Porém, com a mudança de fase, o aumento no G não garante aumento no CTC, para a amostra S1. Cheng e Wu (2021) indicaram a predominância gradual da transferência de calor por ebulição sobre a convecção com o aumento do fluxo de calor, que também já havia sido reportada por Harirchian e Garimella (2010), onde vazões mais baixas podem favorecer a troca térmica pela evaporação do fluido em contato com a superfície por mais tempo.

Figura 60 - Análise do desempenho térmico da amostra S1 em função de G , para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub}



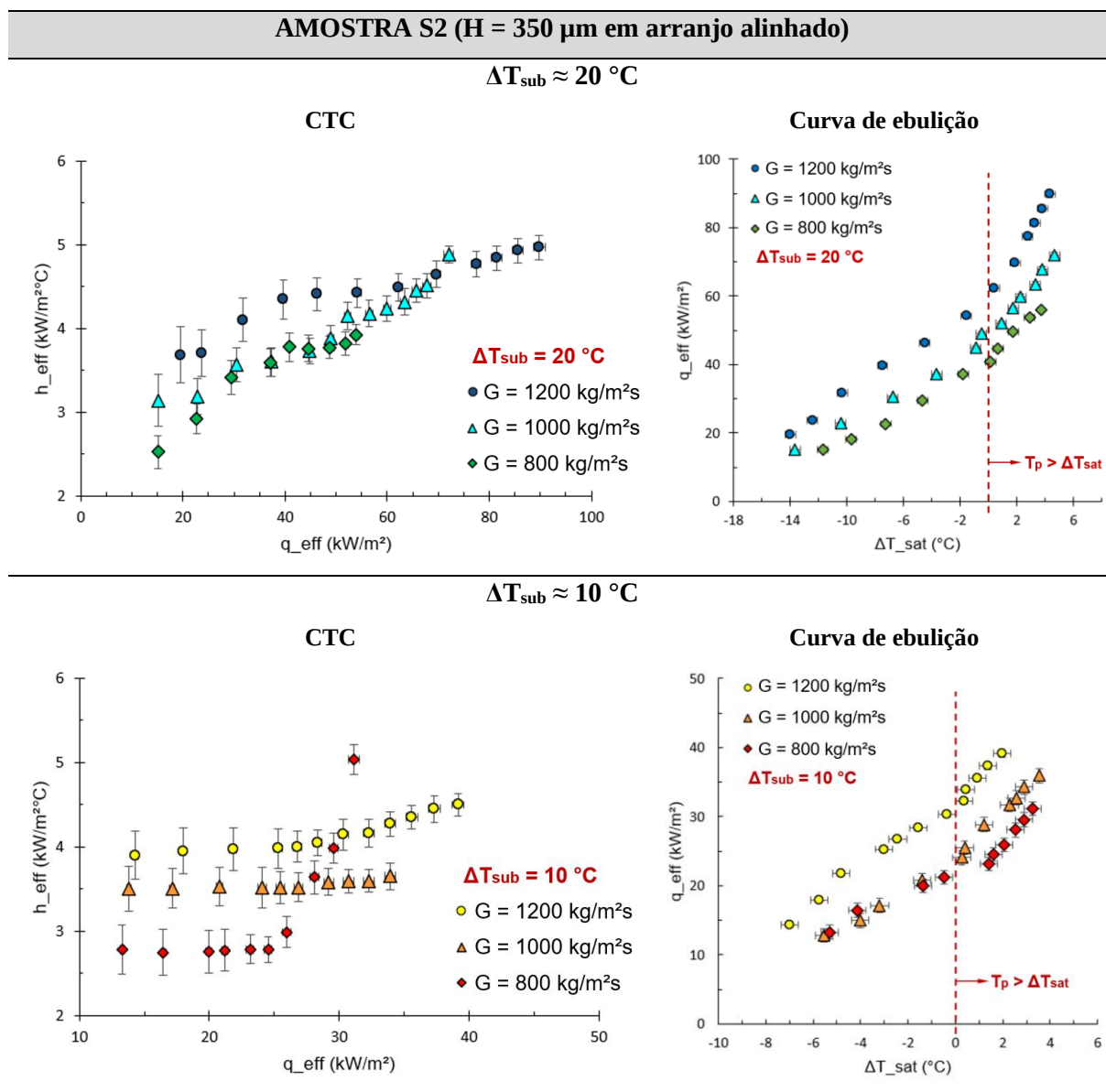
Fonte: Elaboração da própria autora.

Para amostras com micropilares mais altos, como S2 e S3, onde o fluido tem mais espaço para escoar entre as aletas, ocorre uma predominância mais acentuada dos efeitos convectivos na região monofásica, como indicado na Figura 61, principalmente para $\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$ amostra S2, onde, para fluxos de calor abaixo de 25 kW/m^2 , há um ganho de 43% no CTC para $G = 1200\text{ kg/m}^2\text{s}$ em relação a menor velocidade mássica, $800\text{ kg/m}^2\text{s}$, e 41% para G de $1000\text{ kg/m}^2\text{s}$.

Porém, de maneira parecida à primeira amostra, conforme aumenta-se o fluxo de calor, os efeitos da ebulição nucleada se tornam mais acentuados, podendo até mesmo sobrepor os efeitos convectivos, com ganhos acentuados no CTC para combinação de baixo

subresfriamento com baixo G , conforme mostra a curva do gráfico da amostra S2 para ΔT_{sub} de 10 °C e G de 800 kg/m²s.

Figura 61 - Análise do desempenho térmico da amostra S2 em função de G , para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub}

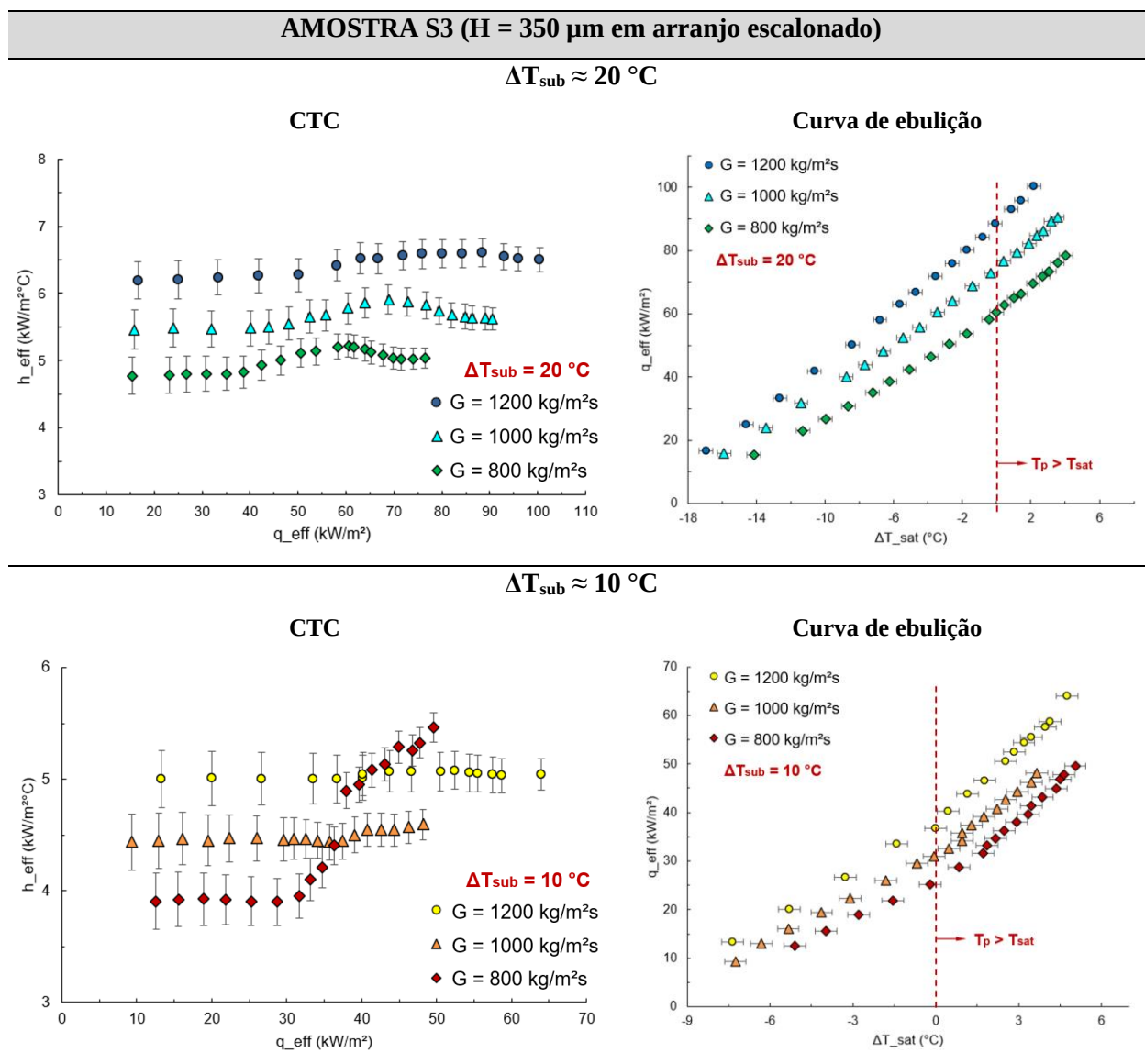


Fonte: Elaboração da própria autora.

Já no caso da amostra S3 (Figura 62), com arranjo escalonado e maior altura dos micro-pilares, os ganhos no CTC devido aos efeitos da mudança de fase ficam em segundo plano, principalmente para maiores subresfriamentos, como no caso do ΔT_{sub} de 20 °C (para $G = 1200$ kg/m²s tem-se um ganho no CTC de 29% maior quando comparado ao $G = 800$ kg/m²s, para todos os fluxos de calor testados). Segundo Yin et al. (2020), as microaletas, em especial com

arranjo escalonado, induzem o escoamento turbulento e acentuam a troca de calor por convecção forçada, principal mecanismo de dissipação de calor na ebulição convectiva subresfriada.

Figura 62 - Análise do desempenho térmico da amostra S3 em função de G , para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub}

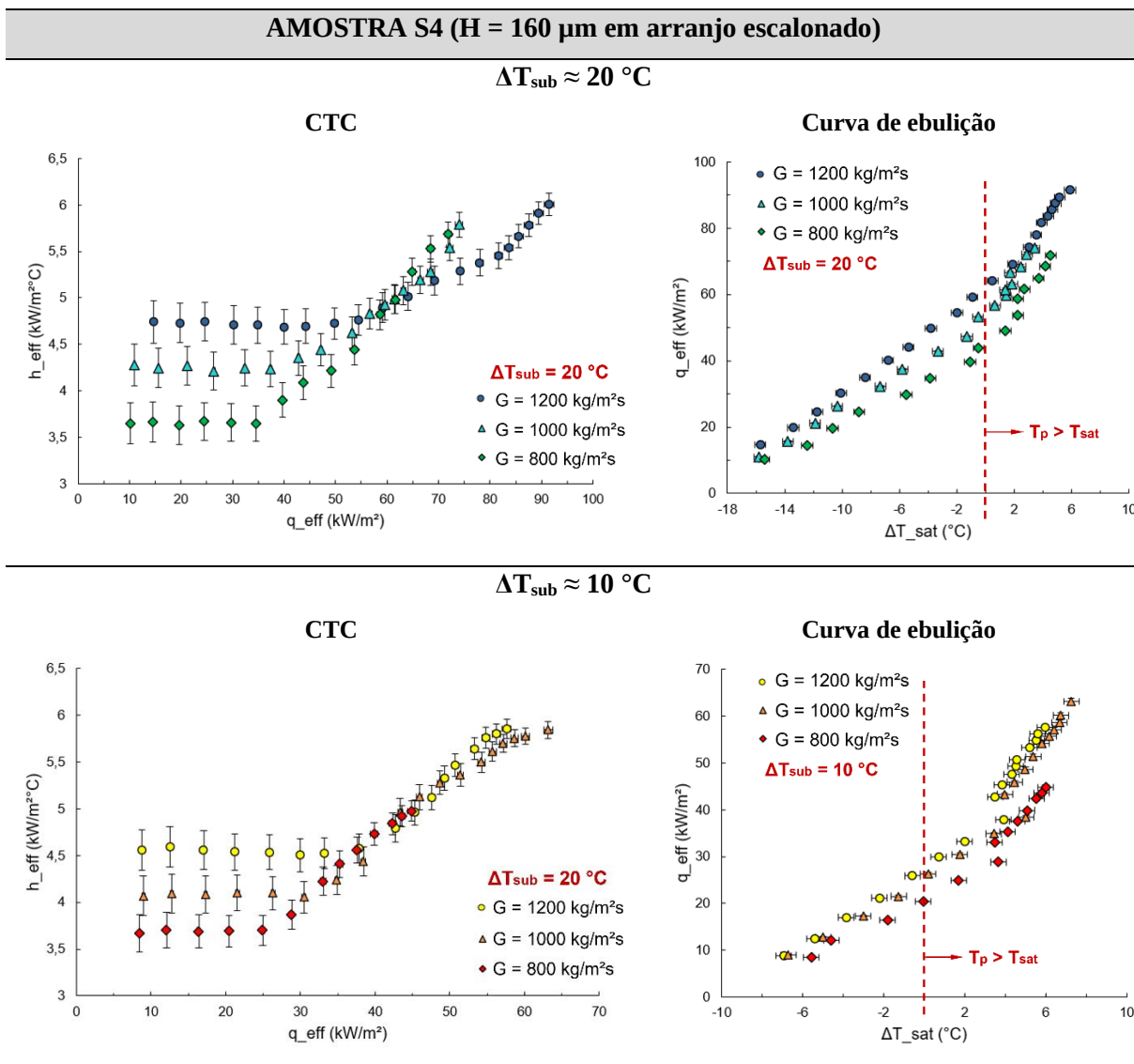


Fonte: Elaboração da própria autora.

Contudo, quando o subresfriamento e a velocidade mássica são menores, da mesma forma que ocorreu para amostra S2, os efeitos da ebulição tornam-se mais acentuados e sobrepoem os efeitos convectivos. Entende-se assim, que deve haver contato suficiente entre a superfície aquecida e o fluido, em condições próximas a de saturação, para promover a transferência de calor por ebulição nucleada, com seus consequentes ganhos no CTC.

Como o esperado, para a superfície S4, nota-se uma sobreposição dos fenômenos observados nas amostras S1 e S3 (Figura 63).

Figura 63 - Análise do desempenho térmico da amostra S4 em função de G , para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub}



Fonte: Elaboração da própria autora.

Inicialmente, no regime de escoamento monofásico, existe uma predominância dos efeitos da convecção forçada como mecanismo de troca térmica, independente do subresfriamento do fluido, onde o CTC aumenta com o aumento da velocidade mássica, G (como ocorreu na S3) – com ganho médio no CTC de 29% para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e 16% para $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, quando comparados ao $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, para fluxo de calor abaixo de 35 kW/m^2 . Porém, após o ONB, os efeitos da ebulição nucleada se tornam evidentes e o G deixa de ter forte influência no CTC, principalmente para menor subresfriamento onde, após o início do regime bifásico, os valores do CTC se tornam muito próximos, não mostrando mais dependência da velocidade mássica; e o acentuado ganho na capacidade de troca térmica é resultado da soma da ebulição

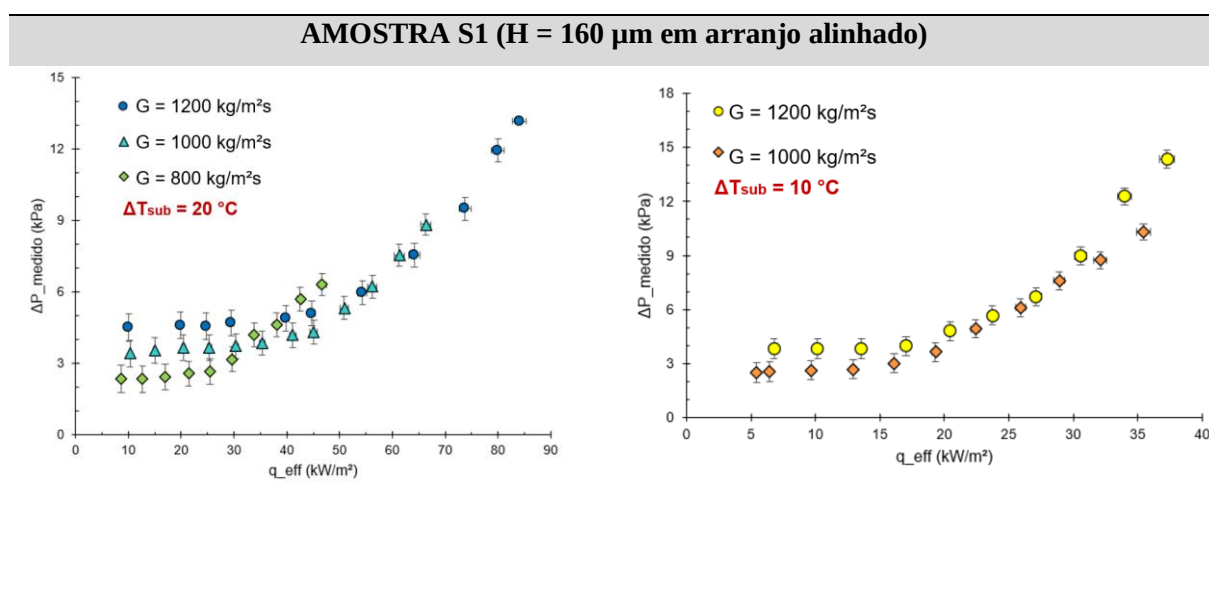
nucleada com o efeito de confinamento das bolhas de vapor, conforme descrito por Yin et al. (2020).

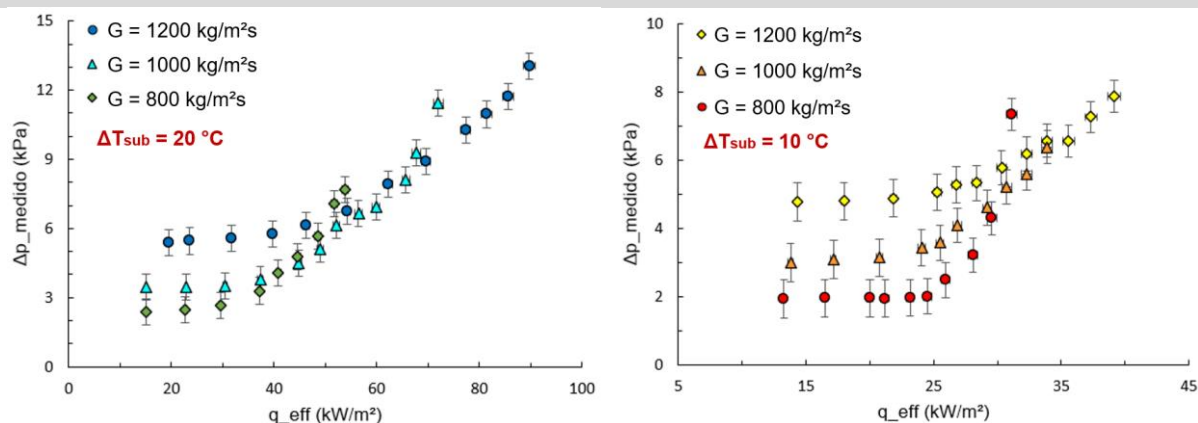
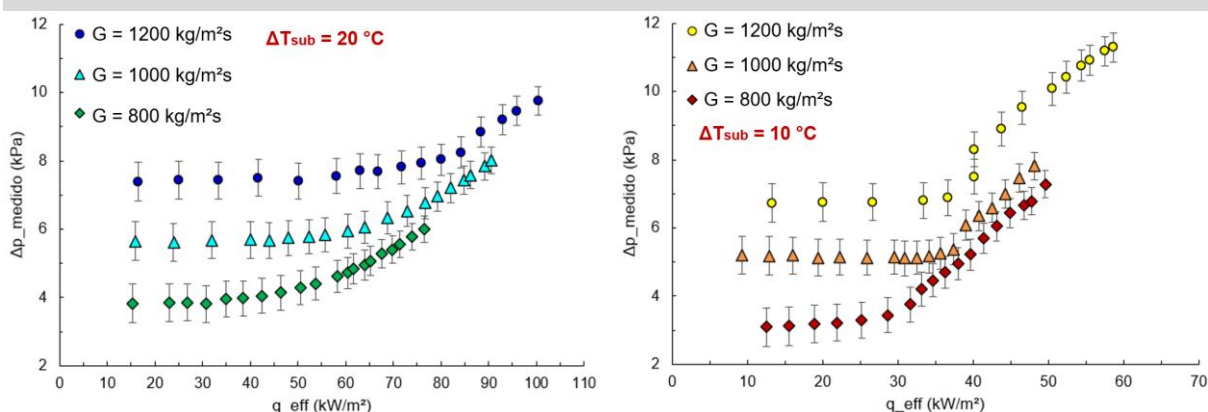
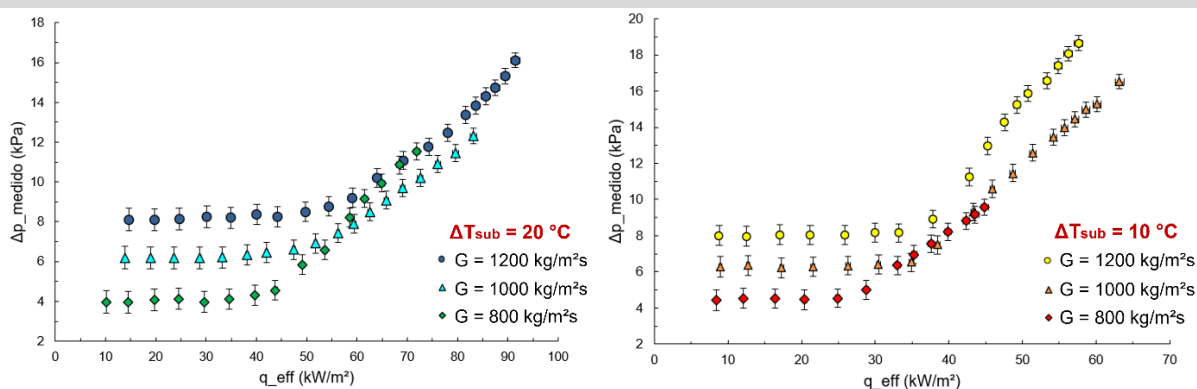
Mesmo para o ΔT_{sub} de 20 °C, tem-se um comportamento térmico muito mais próximo da amostra S1 do que da S3, onde uma velocidade mássica menor tende a favorecer os mecanismos de troca térmica da ebulição nucleada, porém com ganhos menos acentuados quando comparados às amostras S2 e S3, uma vez que o efeito do confinamento das bolhas de vapor, e consequente evaporação do filme líquido em contato com a superfície aquecida, aparentam ser mais influentes nos mecanismos de troca térmica do que a velocidade mássica.

b) Desempenho fluidodinâmico em função da velocidade mássica, G

A Figura 64 apresenta, graficamente, os resultados para perda de pressão, em função da velocidade mássica G , para os diferentes níveis de subresfriamento do fluido, das quatro amostras analisadas. Como esperado, a perda de pressão aumenta com o aumento da velocidade mássica, para região de baixo e moderado fluxo de calor, antes da formação dos bolsões de vapor devido ao aumento do título de vapor de equilíbrio termodinâmico. Esse comportamento é o mesmo para todas as amostras testadas, de maneira mais acentuada para as amostras S3 e S4, com arranjo escalonado. Após o início da ebulição nucleada, a perda de pressão aumenta exponencialmente devido aos efeitos já citados anteriormente do atrito entre as fases, e também devido a coalescência das bolhas de vapor, que podem, inclusive, funcionar como barreira ao escoamento, acarretando em fluxo reverso.

Figura 64 - Análise do desempenho fluidodinâmico (perda de pressão) de cada amostra em função de G , para diferentes subresfriamentos, ΔT_{sub}



AMOSTRA S2 (H = 350 μm em arranjo alinhado)

AMOSTRA S3 (H = 350 μm em arranjo escalonado)

AMOSTRA S4 (H = 160 μm em arranjo escalonado)


Fonte: Elaboração da própria autora.

Na amostra S1, para fluxos de calor abaixo de 30 kW/m^2 nos testes com ΔT_{sub} de 20 $^\circ\text{C}$, a velocidade mássica de 1200 $\text{kg/m}^2\text{s}$ apresentou perda de carga 78% maior quando comparado ao G de 800 $\text{kg/m}^2\text{s}$; enquanto o teste com $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ teve aumento de 25%, na mesma faixa de fluxo de calor. Já, para os testes com menor subresfriamento, o G de 1200 $\text{kg/m}^2\text{s}$ apresentou aumento de 44% na perda de pressão, quando comparado ao teste de $G = 1000$

kg/m²s (lembrando que a amostra S1 não teve teste válido para G de 800 kg/m²s e subresfriamento de 10 °C).

Para a amostra S2, o aumento na perda de pressão no regime monofásico foi mais acentuado, sendo 84% maior para G = 1200 kg/m²s e 38% para 1000 kg/m²s, quando comparados ao G de 800 kg/m²s, nos testes com subresfriamento de 20 °C e fluxos de calor abaixo de 40 kW/m². Para os testes com $\Delta T_{\text{sub}} = 10$ °C da amostra S2, o aumento da perda de pressão com o aumento da velocidade mássica foi de 153% para G = 1200 kg/m²s e 99% para 1000 kg/m²s, comparados ao G de 800 kg/m²s e fluxo de calor abaixo de 25 kW/m².

Nas amostras S1 e S2, com arranjo alinhado, a perda de pressão após a mudança de fase possui maior influência da fração de vazio que da velocidade mássica (quanto maior a fração de vazio maior a perda de pressão e mais próximo o sistema se encontra do limite operacional). Já para a amostra S3, como há um aumento da mistura do fluido no escoamento, a perda de pressão, mesmo após a mudança de fase, permanece sendo influenciada pela velocidade mássica (quanto maior o G maior a queda de pressão). Em termos quantitativos, a S3 apresentou aumento da perda de pressão como influência da velocidade mássica de forma mais acentuada, quando comparado às duas amostras anteriores (S1 e S2), principalmente na região de escoamento monofásico, para os dois subresfriamentos do fluido de trabalho testados. Para ΔT_{sub} de 20 °C, os resultados da S3 mostraram aumento de 89% e 44% para G = 1200 kg/m²s e 1000 kg/m²s, respectivamente, para fluxos de calor abaixo de 50 kW/m², quando comparado ao G 800 kg/m²s. E para ΔT_{sub} de 10 °C, o aumento da perda de pressão foi ainda mais significativo, ficando em 109% para G 1200 kg/m²s e 60% para 1000 kg/m²s, também em relação ao menor G testado, para fluxos de calor abaixo de 30 kW/m².

Por fim, para a amostra S4, vê-se novamente uma combinação dos efeitos observados nas amostras S1 e S3, onde a velocidade mássica tem forte influência na perda de pressão como acontece na S3, porém isso é válido apenas na região de escoamento monofásico onde, para fluxo de calor abaixo de 45 kW/m², para testes de $\Delta T_{\text{sub}} = 20$ °C, a perda de pressão para G de 1200 kg/m²s foi 98% maior quando comparado a G = 800 kg/m²s. Nos testes com $\Delta T_{\text{sub}} = 10$ °C, o aumento da perda de pressão foi de 78% para G = 1200 kg/m²s quando comparado ao menor valor de G testado. A geometria escalonada, associada ao efeito das aletas tipo diamante (como chamado por Tullius et al., 2012), colaboram para uma transição mais gradual para o regime de escoamento bifásico, evitando também a coalescência das bolhas de vapor e formação de grandes bolsões, reduzindo assim a perda de pressão (ATEŞ et al., 2023).

4.2.4 Efeitos da geometria e arranjo das microaletas

Nesta seção são analisadas as influências dos parâmetros geométricos das superfícies microaletadas, como altura do micropilar, H [μm], e arranjo espacial das aletas (alinhado e escalonado), sobre o desempenho térmico e fluidodinâmico do dissipador de calor testado.

a) Desempenho térmico em função da geometria e arranjo das microaletas

A Figura 65 apresenta graficamente os resultados do desempenho térmico, caracterizado pelo CTC (h_{eff}) e curva de ebulição, comparando as amostras com diferentes aspectos geométricos, para velocidade mássica de $800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e subresfriamentos de 10 e 20°C . A Tabela 18 resgata algumas informações da Tabela 5 e apresenta também as áreas efetivas de troca térmica para cada amostra. Usando a área total da amostra S1 como referência, calculou-se também o aumento de A_t para as outras amostras testadas, S2, S3 e S4 (em %).

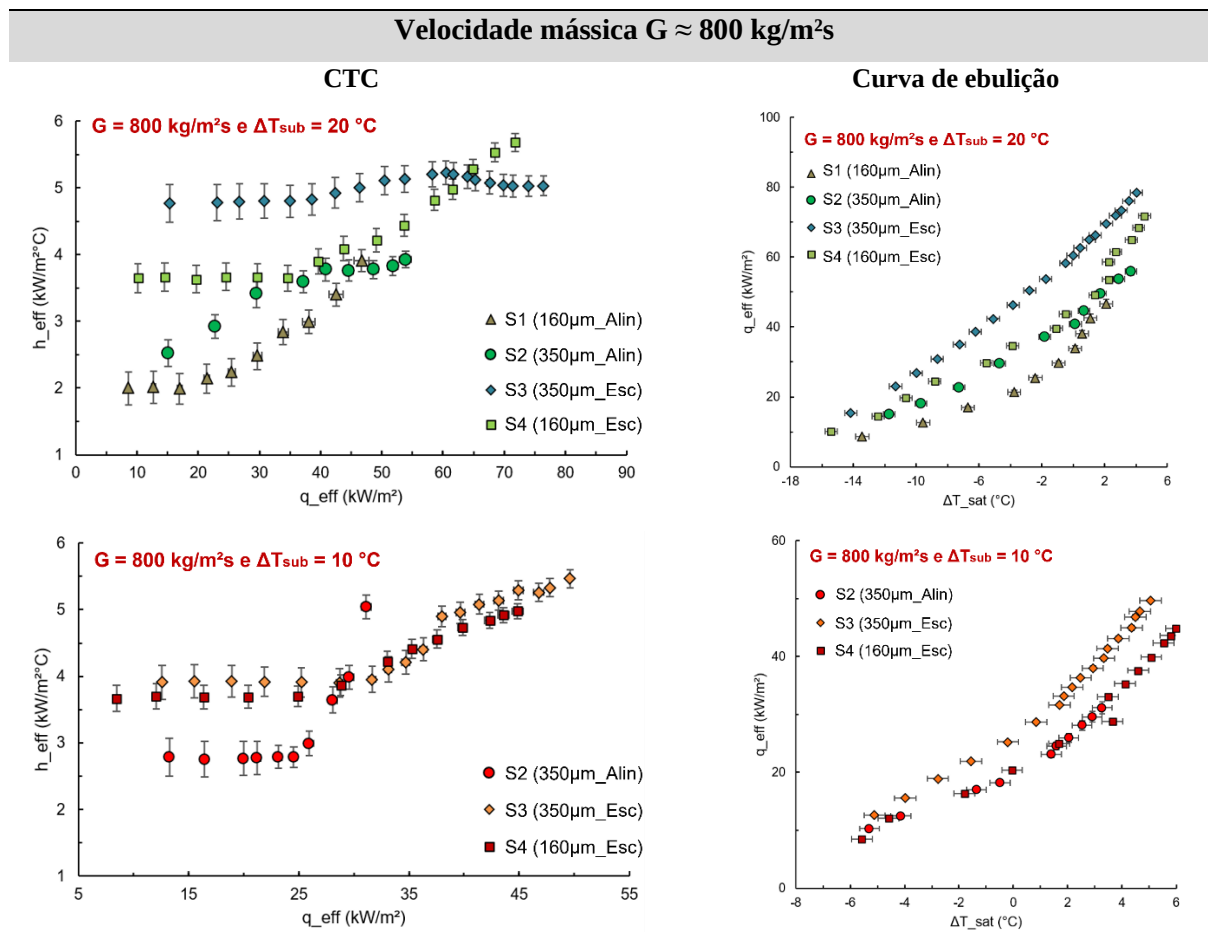
Tabela 18 - Aspectos geométricos comparativos entre amostras

Amostra	Nº de aletas	A_t [mm^2]	$\uparrow A_t$ [%]
S1 (Ali_160 μm)	972	399	-
S2 (Ali_350 μm)	972	618	54,9
S3 (Esc_350 μm)	988	625	56,6
S4 (Esc_160 μm)	988	440	10,3

Fonte: Elaboração da própria autora.

Considerando a área efetiva de troca térmica (A_t) como parâmetro de base, pode-se afirmar que o aumento da área efetiva leva ao aumento no CTC médio, quando se trata do mesmo arranjo geométrico, deslocando a curva de ebulição para a esquerda. O mesmo foi relatado por Kiyomura et al. (2021), os quais avaliaram diferentes configurações de superfícies microaletadas durante a ebulição em piscina do HFE-7100. Na Figura 65, comparando as amostras S1 e S2 para baixos e moderados fluxos de calor, a amostra S2 apresenta ganho de 38% no CTC para o subresfriamento de 20°C em condições de escoamento monofásico, visto que a área efetiva de troca térmica da amostra S2 é aproximadamente 55% maior que a da amostra S1. O mesmo ocorre comparando-se S3 e S4 (A_t da S3 é cerca de 30% maior que da S4) onde, também para fluxos de calor baixos e moderados (principalmente regime monofásico), o desempenho térmico da S3 foi 30% maior que da S4 para subresfriamento de 20°C , esse comportamento foi observado em todos os testes realizados, principalmente nos testes com maior subresfriamento.

Figura 65 - Análise do desempenho térmico comparativo entre amostras para $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e diferentes subresfriamentos



Fonte: Elaboração da própria autora.

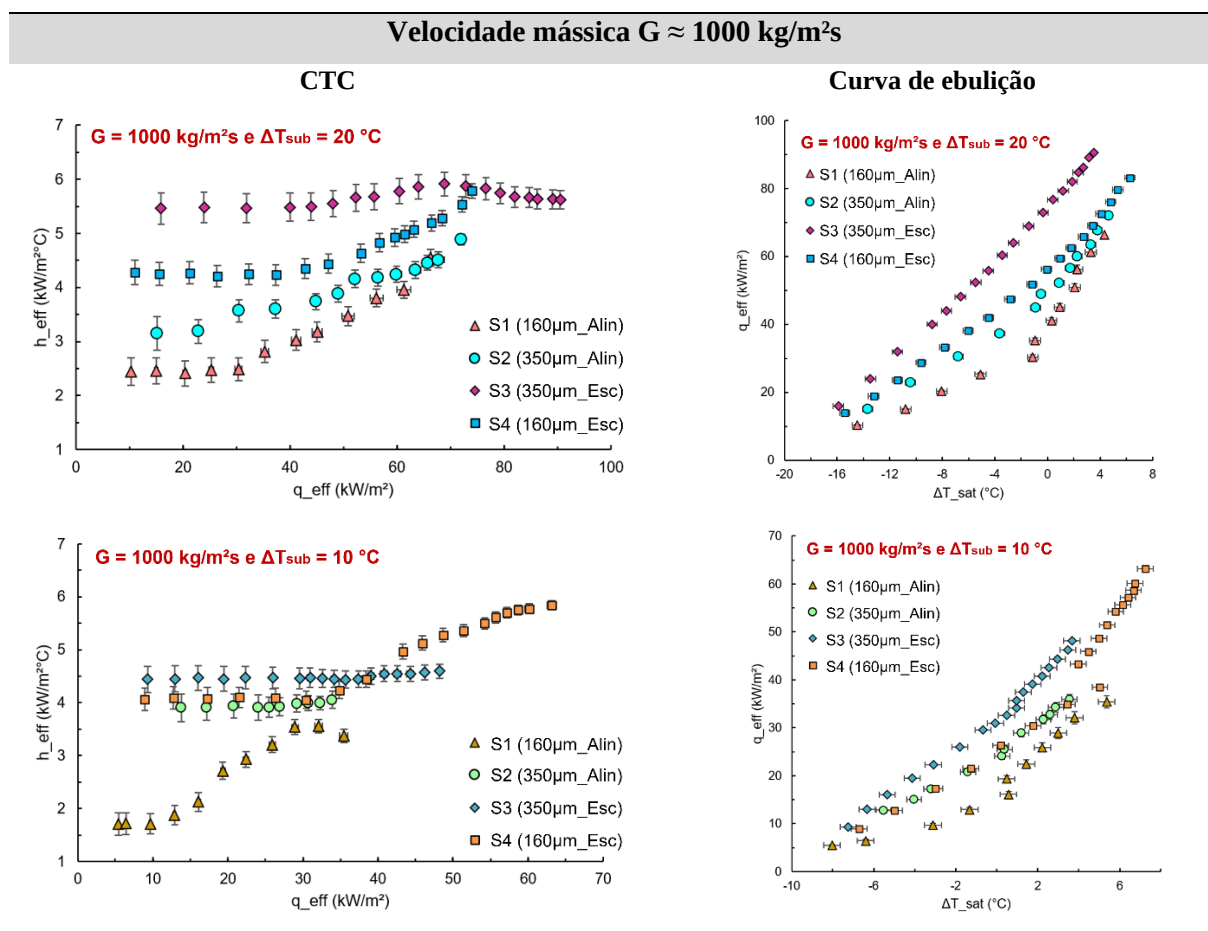
No entanto, comparando as amostras S1 com S4 ($H = 160 \mu\text{m}$) e S2 com S3 ($H = 350 \mu\text{m}$), que possuem área total de troca térmica próximas (A_t da S3 é 1% maior que da S2, e a A_t da S4 é 10% maior que S1), o arranjo das microaletas mostra forte influência no CTC. Reeser et al. (2014) relataram ganhos de até 80% no CTC apenas mudando o arranjo geométrico de alinhado para escalonado, com mesmas geometrias de microaletas; os autores atribuem esse ganho à maior turbulência no escoamento em arranjos escalonados, promovendo intensa troca térmica por convecção forçada, assim como relatado por Yin et al. (2020). Para o regime de escoamento monofásico, a S4 apresentou desempenho térmico cerca de 72% maior que da S1, para $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, e cerca de 115% maior para o menor subresfriamento testado. Já na região de escoamento bifásico, a S4 apresentou ganho máximo no CTC de 56% para o teste com $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e subresfriamento de $20 \text{ }^\circ\text{C}$, e 71% para o teste de $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, em relação ao CTC da amostra S1.

Comparando-se agora a amostra S3 com a S2, os ganhos no CTC para S3 no regime monofásico foram de, em média, 60% para o maior subresfriamento, e 30% para o

subresfriamento de 10 °C. Para o regime de escoamento bifásico, os maiores ganhos no CTC para amostra S3, em relação a S2, foram para $\Delta T_{\text{sub}} = 20$ °C (em média 36%). Para o menor subresfriamento, os ganhos foram menores (em média 16%).

Comportamento similar é visto nas Figuras 66 e 67, as quais apresentam os testes com velocidades mássicas de 1000 e 1200 kg/m²s, respectivamente, onde os aspectos geométricos têm maior impacto no CTC na região onde predomina a convecção forçada, com desempenho médio da amostra escalonada, S3, maior que das demais amostras nas regiões até fluxo de calor moderado. Para fluxos de calor mais elevados, tem-se uma influência maior dos mecanismos de transferência de calor por ebulição, sendo que as amostras S1 e S4 apresentaram maior sensibilidade aos efeitos da mudança de fase, intensificando fortemente a troca térmica, refletindo em um aumento significativo do CTC nas regiões de alto fluxo de calor. Essa intensificação está associada ao efeito de confinamento proporcionado pela menor altura das microaletas, que leva à evaporação do filme de líquido formado entre o *core* de vapor e a superfície aquecida.

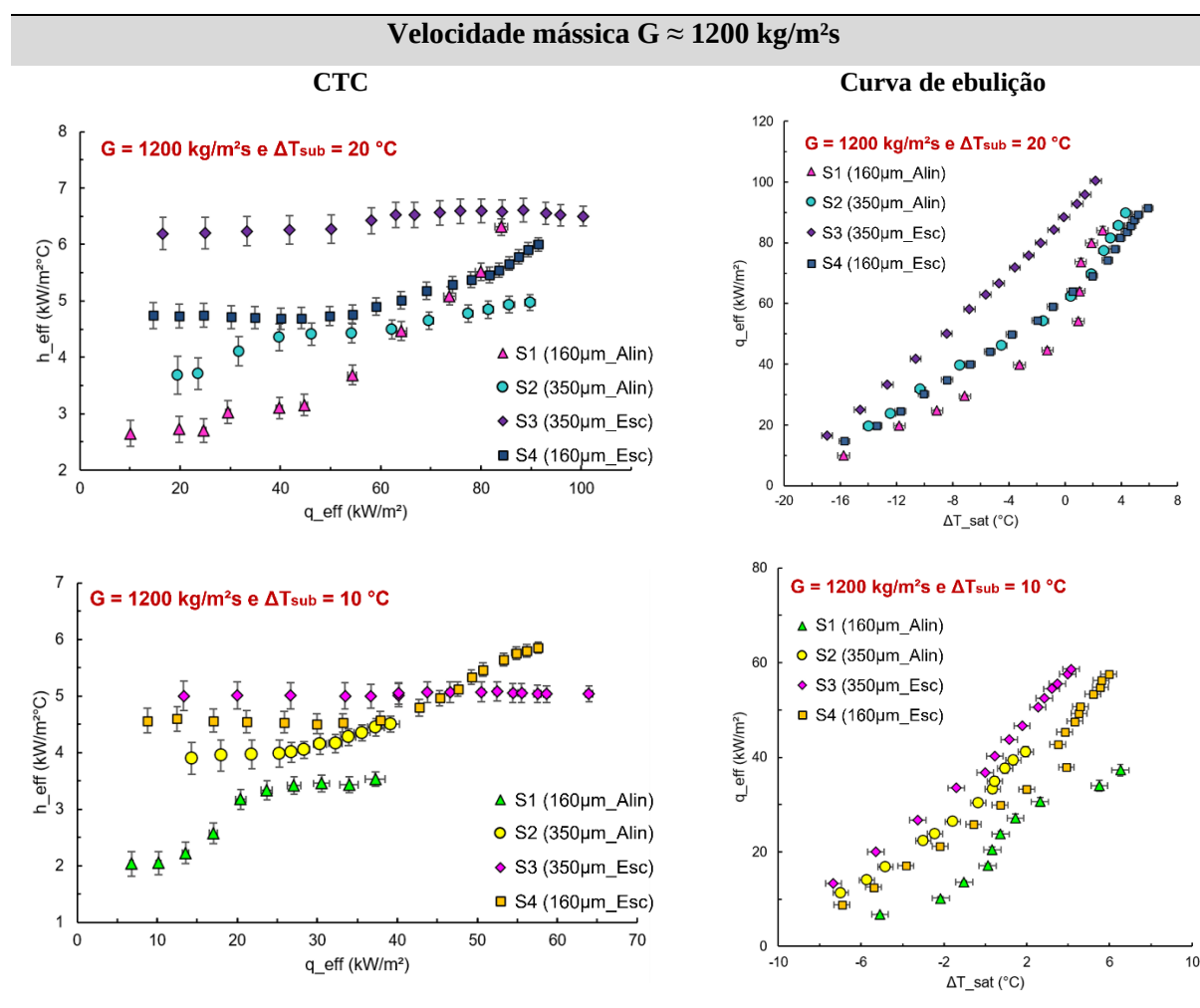
Figura 66 - Análise do desempenho térmico comparativo entre amostras para $G = 1000$ kg/m²s e diferentes subresfriamentos



Fonte: Elaboração da própria autora.

Observa-se também que, para menor subresfriamento do fluido na entrada do dissipador de calor, $\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$, a influência da altura dos micropilares sobre o CTC se mostra menos relevante, quando comparado ao maior subresfriamento, principalmente entre as duas amostras com arranjo escalonado, S3 e S4, e isso se repete em todas as velocidades mássicas testadas. No arranjo escalonado, como relatado por Reeser et al. (2014) e Yin et al. (2020), existe uma predominância dos efeitos convectivos sobre os efeitos da ebulição nucleada. Porém, quando comparamos ambas as amostras escalonadas, um menor subresfriamento reflete em maior influência dos efeitos de escoamento saturado (CHENG e WU, 2021), reduzindo os efeitos de ganho no CTC pelo aumento da área total de troca térmica para essas condições, e acentuando os ganhos no desempenho térmico promovidos pela redução no H, para fluxos de calor mais elevados.

Figura 67 - Análise do desempenho térmico comparativo entre amostras para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e diferentes subresfriamentos



Fonte: Elaboração da própria autora.

Para maior subresfriamento, e consequentemente, mais distante das condições de saturação do fluido de trabalho, há uma forte predominância dos efeitos convectivos associados com o aumento da A_t , resultando em melhor desempenho térmico para a amostra S3 em quase toda faixa de fluxo de calor testada. Apenas para o menor G ($800 \text{ kg/m}^2\text{s}$) observou-se um pequeno ganho no CTC para fluxo de calor elevado, mesmo com maior subresfriamento, o que condiz com o relatado por Garimella (2010), onde velocidades mássicas menores tendem a favorecer a troca térmica por ebulição, devido ao tempo de contato superfície/fluido ser maior, quando comparado a G 's mais elevados.

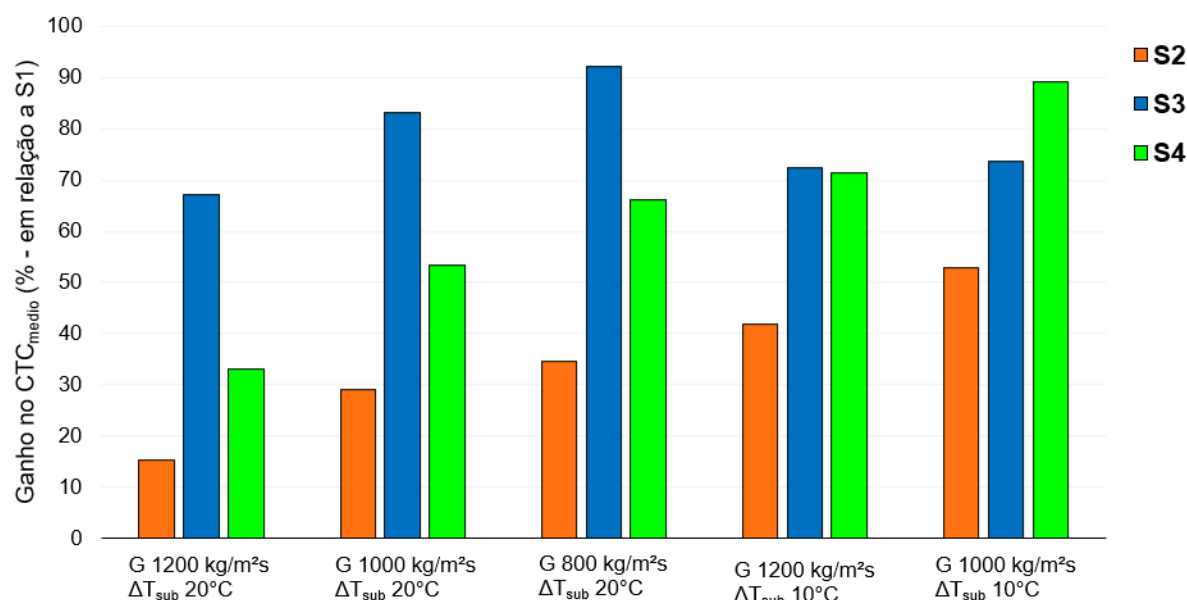
A amostra S4 mostrou melhor desempenho térmico em condições de baixo subresfriamento e altos fluxos de calor, devido à sobreposição dos efeitos da ebulição nucleada com evaporação do filme líquido em contato com a superfície aquecida, consequência do efeito de confinamento das bolhas de vapor. Além disso, as amostras S1 e S2, ambas com arranjo alinhado, apresentaram um limite térmico do sistema para valores próximos de fluxos de calor, com eventual ocorrência de fluxo reverso; enquanto na amostra S3 as instabilidades foram postergadas, principalmente nas condições de maior subresfriamento e não foi observado ocorrência de fluxo reverso em nenhum dos testes desta amostra. Para a S4 observou-se escoamento reverso para $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e ΔT_{sub} de $10 \text{ }^\circ\text{C}$, porém para fluxo de calor mais elevado quando comparado a S1 (cerca de 30% maior do que para S1; destacando que para S1 o fluxo reverso ocorreu para $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, conforme apresentado na Figura 77). Observou-se que a transição para escoamento bifásico ocorre mais suavemente nas amostras escalonadas, possibilitando realizar testes na amostra S4 até fluxos de calor mais elevados, em relação a S1. Porém, devido à vazão mássica ser menor na amostra S4 em relação a S3 (para manter-se os mesmos G 's testados nas demais amostras), existe maior risco do vapor obstruir o escoamento, quando a fração de vazio é elevada, levando ao efeito do escoamento reverso nessa amostra.

A Figura 68 apresenta os resultados do desempenho térmico das amostras S2, S3 e S4, em relação a amostra S1, sumarizados em termos de CTC médio (desde a região monofásica até o final, na região de escoamento bifásico). O que fica claro é que, para testes com maior subresfriamento, a amostra S3 mostra melhor desempenho térmico, chegando a 92% de ganho no CTC em relação a amostra S1, para $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Porém, quando se trata de menor subresfriamento, a amostra S4 apresenta o melhor desempenho térmico (para $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ houve ganho médio de 89% em relação a S1).

Ressalta-se que, com o imenso volume de dados obtidos neste trabalho, é possível fazer muitas outras análises, dependendo do parâmetro considerado como base comparativa. Por esse

motivo, uma análise mais detalhada do desempenho térmico e fluidodinâmico é apresentada no APÊNDICE A, para que a discussão não fosse demasiadamente extensa nessa seção.

Figura 68 - Comparação dos ganhos no CTC [%] para as amostras S2, S3 e S4, em relação a amostra S1



Fonte: Elaboração da própria autora.

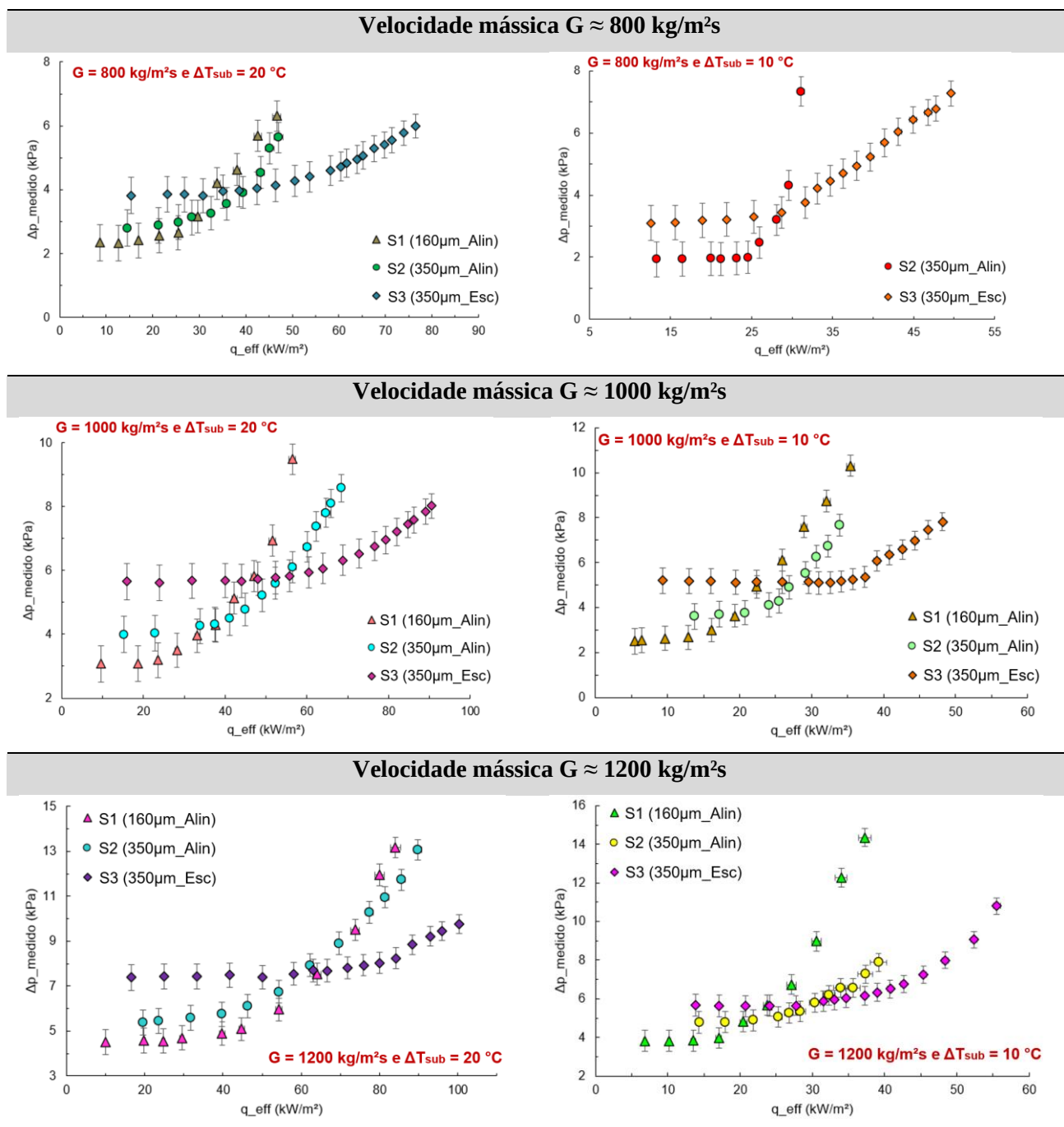
b) Desempenho fluidodinâmico em função da geometria e arranjo das microaletas

A Figura 69 apresenta os resultados referentes ao desempenho fluidodinâmico das superfícies testadas, em relação à perda de pressão, para diferentes condições de testes. Ressalta-se que, na presente seção, são discutidas apenas os resultados referentes ao desempenho fluidodinâmico das amostras S1, S2 e S3. A amostra S4 foi a última a ser fabricada, apresentando alguns problemas relacionados ao acabamento dos canais segmentados, como mencionado anteriormente. Além disso, a fim de conseguir testes com o máximo de pontos no regime bifásico quanto possível, forçou-se mais a bomba durante os testes com a amostra S4, o que levou os resultados de perda de pressão ficarem em patamares mais altos quando comparados às outras amostras. Em termos de comportamento qualitativo, os resultados estão dentro do esperado, assim, uma discussão complementar é feita no APÊNDICE B, comparando-se todas as quatro amostras testadas.

A perda de pressão para a amostra S3 é mais acentuada em todos os ensaios, para região de baixo a moderado fluxo de calor. Considerando-se a região de escoamento monofásico, a perda de pressão para amostra S3 foi 92% maior que para a S1 no teste com $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e subresfriamento 10°C ; e cerca de 70% maior que para a S2, no teste de $G = 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e

subresfriamento de 10 °C. Novamente, esse comportamento se deve à turbulência causada pela configuração das microaletas, conforme observado também por Reeser et al. (2014), os quais relataram um aumento de 50% na perda de pressão para a configuração escalonada quando comparada ao arranjo alinhado.

Figura 69 - Análise do desempenho fluidodinâmico (perda de pressão) em função dos aspectos geométricos das microaletas

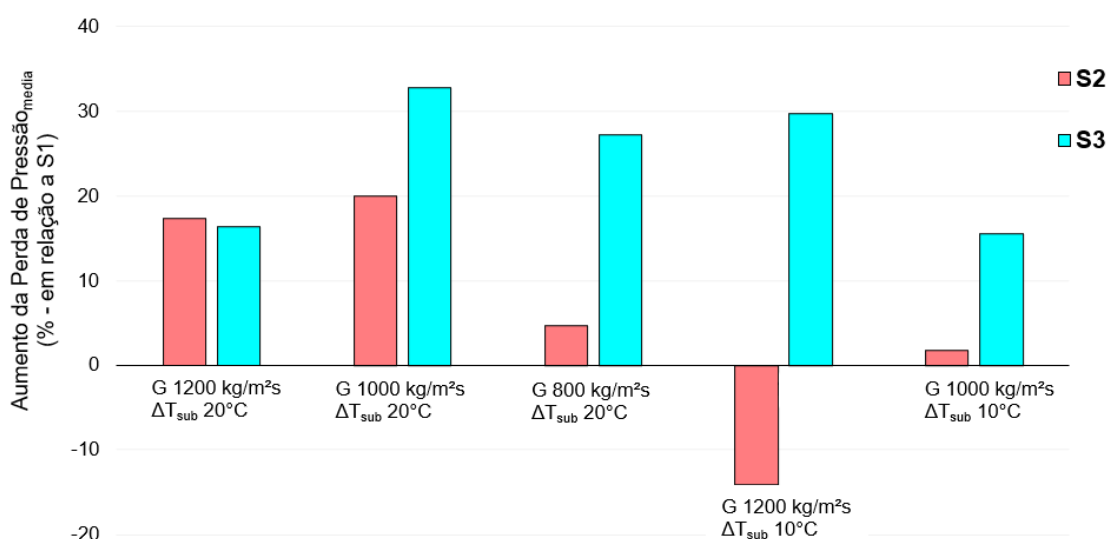


Fonte: Elaboração da própria autora.

Porém, mesmo com perda de pressão maior nos fluxos de calor mais baixos, a amostra S3 apresentou maior estabilidade e transição gradual do escoamento para o regime bifásico, principalmente para maior subresfriamento. A perda de pressão da amostra S3, nos fluxos de calor mais elevados, se manteve menor comparada as demais amostras, com arranjos alinhados (comparando-se a mesma faixa de fluxo de calor), resultado da geometria tipo diamante, que favorece o escoamento, somado ao arranjo escalonado, que promove a “quebra” das bolhas em microbolhas, reduzindo os efeitos de arrasto entre as fases do líquido e vapor. As amostras S1 e S2 apresentaram comportamento similar na região de baixo e moderado fluxo de calor, e aumento exponencial na perda de pressão na região bifásica – efeito mais significativo para a amostra S1, para a qual foi observada a ocorrência de fluxo de calor reverso quando a fração de vazio atingiu patamares de 90% (Figura 77a). Esse comportamento pode ser explicado pelo efeito de confinamento das bolhas que, na presença de bolsões de vapor, atua como bloqueio ao escoamento, levando a perda de pressão mais significativa na amostra S1 após o ONB.

Para resumir os dados obtidos na comparação do desempenho fluidodinâmico entre as amostras testadas (S4 foi desconsiderada nessa comparação), de forma análoga ao feito na discussão do desempenho térmico, a Figura 70 apresenta o aumento da perda de pressão média [%] em relação a amostra S1, para toda a faixa de fluxo de calor testada.

Figura 70 - Comparação do aumento da Perda de Pressão [%] para as amostras S2 e S3, em relação a amostra S1



Fonte: Elaboração da própria autora.

Como discutido, a S3 apresenta perda de pressão média superior às amostras S1 e S2, principalmente por causa da parcela calculada na região de escoamento monofásico. Analisando-se a região bifásica isoladamente, como feito nas discussões anteriores, é possível

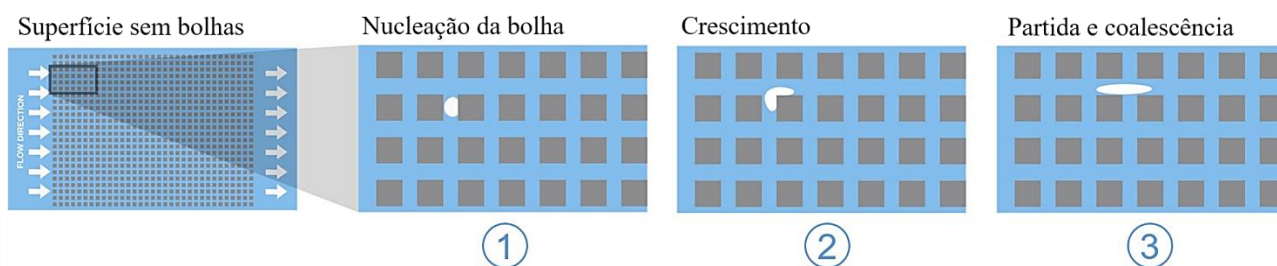
observar que o arranjo escalonado da amostra S3 favorece a transição do escoamento para o regime bifásico a um custo de bombeamento pequeno se comparado aos benefícios de troca térmica e estabilidade do escoamento proporcionados por essa geometria.

4.3 VISUALIZAÇÃO DOS TESTES COM ESCOAMENTO BIFÁSICO

Foram realizadas análises de visualização do escoamento durante os ensaios, para todas as configurações testadas. Os vídeos relacionados às imagens aqui apresentadas podem ser encontrados no [Material Suplementar](#). (Em cada figura encontra-se o link direto para o respectivo vídeo dentro da pasta de Material Suplementar).

Para as amostras S1 e S2, com arranjo alinhado das microaletas, a visualização indicou que as bolhas de vapor se formam isoladamente entre duas aletas adjacentes, nos canais secundários (Figura 71, ilustração (1)).

Figura 71 - Esquema ilustrativo da nucleação, crescimento e partida das bolhas de vapor ao longo da superfície microaletada com arranjo alinhado



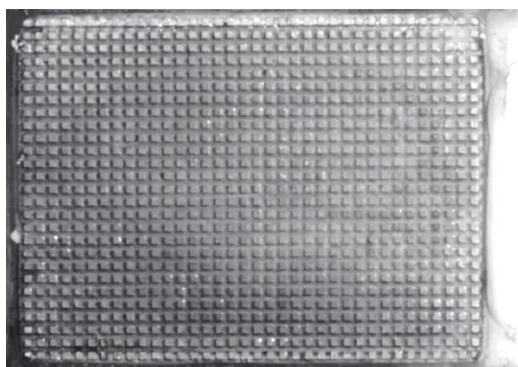
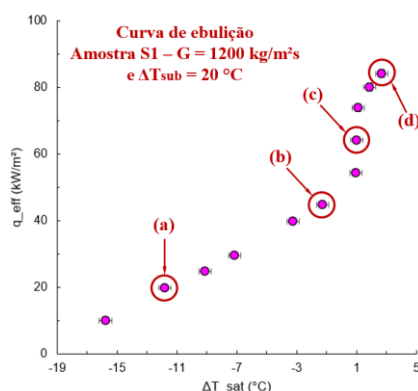
Fonte: Elaboração da própria autora.

Conforme as bolhas de vapor crescem, elas escoam preferencialmente pelos canais primários, paralelos a direção do escoamento (2). Com aumento no fluxo de calor imposto, as bolhas adjacentes se coalescem rapidamente, formando bolhas alongadas, similar ao visto no padrão de escoamento pistonado. Além disso, as bolhas envolvem facilmente as bordas das microaletas, devido aos cantos com ângulo reto, permitindo a coalescência com bolhas de vapor dos canais secundários e aumentando a massa de vapor na saída do dissipador de calor (3).

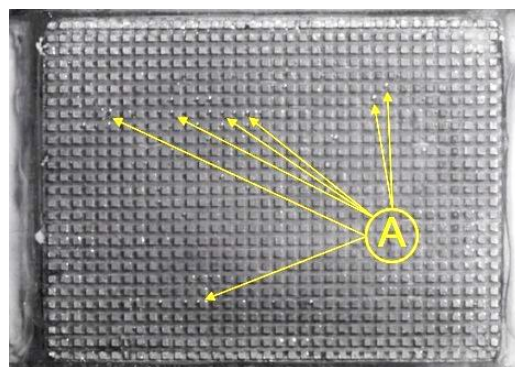
A Figura 72 apresenta imagens retiradas dos vídeos da visualização do escoamento da amostra S1, para velocidade mássica $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, e subresfriamento de 20°C , com seus respectivos pontos de análise indicados na curva de ebulição. Inicialmente, nos primeiros fluxos de calor, o regime monofásico é predominante, sem a presença de bolhas de vapor (Figura 72a). À medida que o fluxo de calor aumenta, algumas bolhas de vapor isoladas nucleiam preferencialmente entre as aletas adjacentes dos canais secundários, região (A), mesmo a temperatura

do fluido estando abaixo da temperatura de saturação – condição de ebulição subresfriada (Figura 72b). Na região de ebulição nucleada, após o ONB, os sítios de nucleação são ativados em toda a superfície aquecida (Figura 72c), aumentando a frequência de saída e coalescência das bolhas de vapor próximas à saída do dissipador de calor (C). Além disso, na região (B) da Figura 72c, a quantidade de vapor aumenta substancialmente.

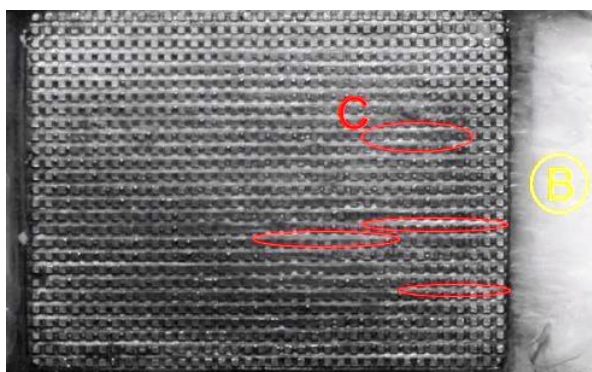
Figura 72 - Imagens da câmera de alta velocidade para escoamento na amostra S1 para baixo, médio e elevado fluxo de calor aplicado. $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$



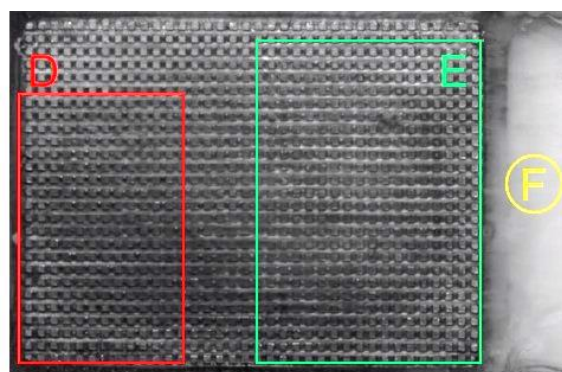
(a) $q''_{\text{eff}} = 19,9 \text{ kW/m}^2$ - sem bolhas de vapor



(b) $q''_{\text{eff}} = 44,7 \text{ kW/m}^2$ - bolhas isoladas entre microaletas adjacentes.



(c) $q''_{\text{eff}} = 64,1 \text{ kW/m}^2$ - após o ONB.



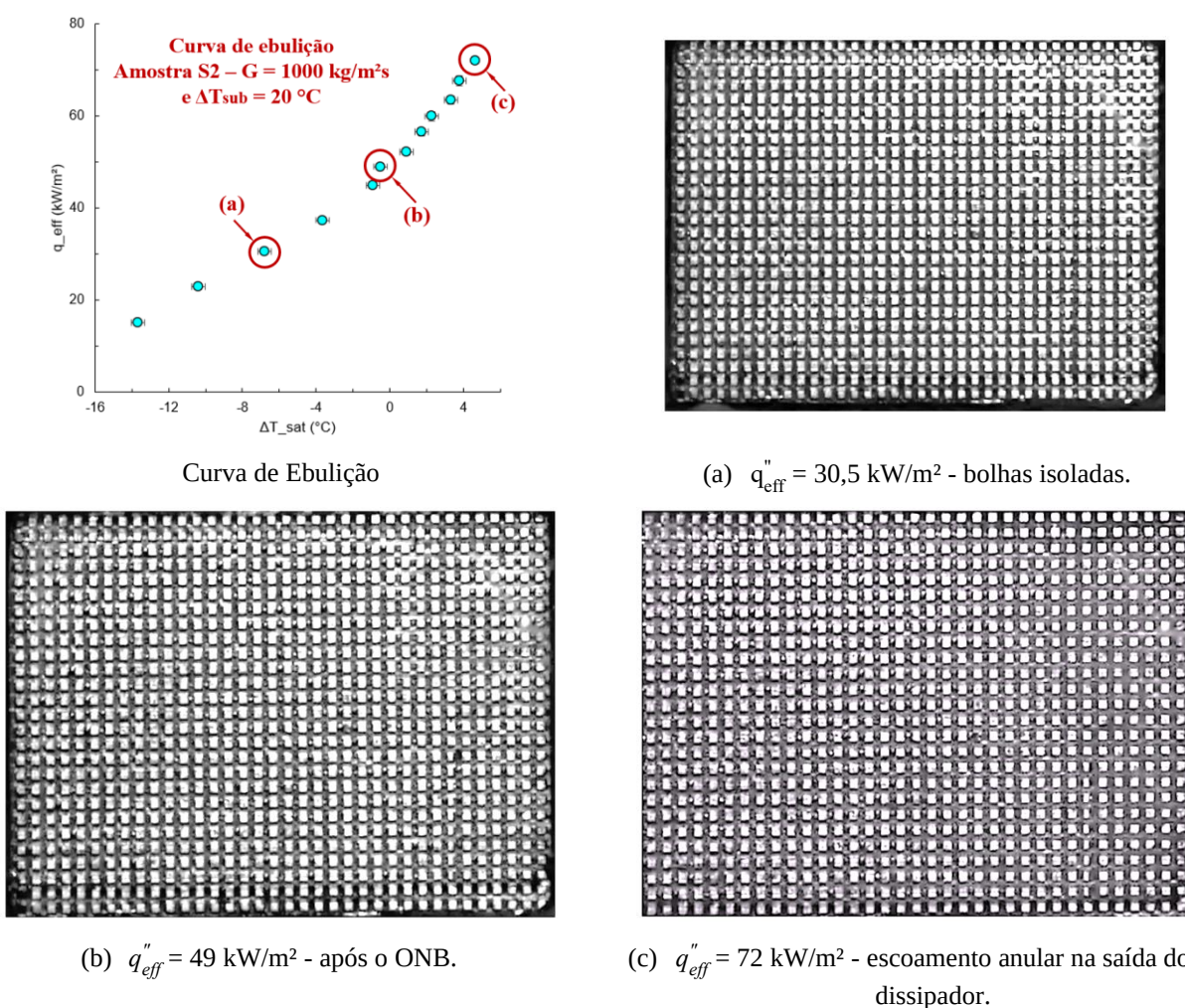
(d) $q''_{\text{eff}} = 84 \text{ kW/m}^2$ - escoamento anular.

Fonte: Elaboração da própria autora.

Para fluxos de calor mais elevados, *cores* de vapor preenchem todo o comprimento do dissipador de calor (Figura 72d); nessa condição de operação, o regime de escoamento anular se torna mais proeminente (E). Na região de entrada do dissipador de calor, as bolhas se formam na região (D), as quais coalescem e formam o *core* de vapor mostrado na região (E). Próximo a região (F), na saída do dissipador de calor, a fração de vazio é bastante elevada, promovendo instabilidades/flutuações térmicas, aumento acentuado na perda de pressão e possível ocorrência de fluxo reverso, observado principalmente para menor subresfriamento do fluido de entrada e para a amostra S1 (vídeo do escoamento reverso [Material Suplementar](#)).

A Figura 73 apresenta as imagens do teste com $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, para a amostra S2, cujo comportamento geral foi similar ao descrito anteriormente; a diferença foi o ganho de aproximadamente 8% no fluxo de calor limite para a amostra S2 em relação a amostra S1, além da ausência de ocorrência de fluxo reverso no escoamento.

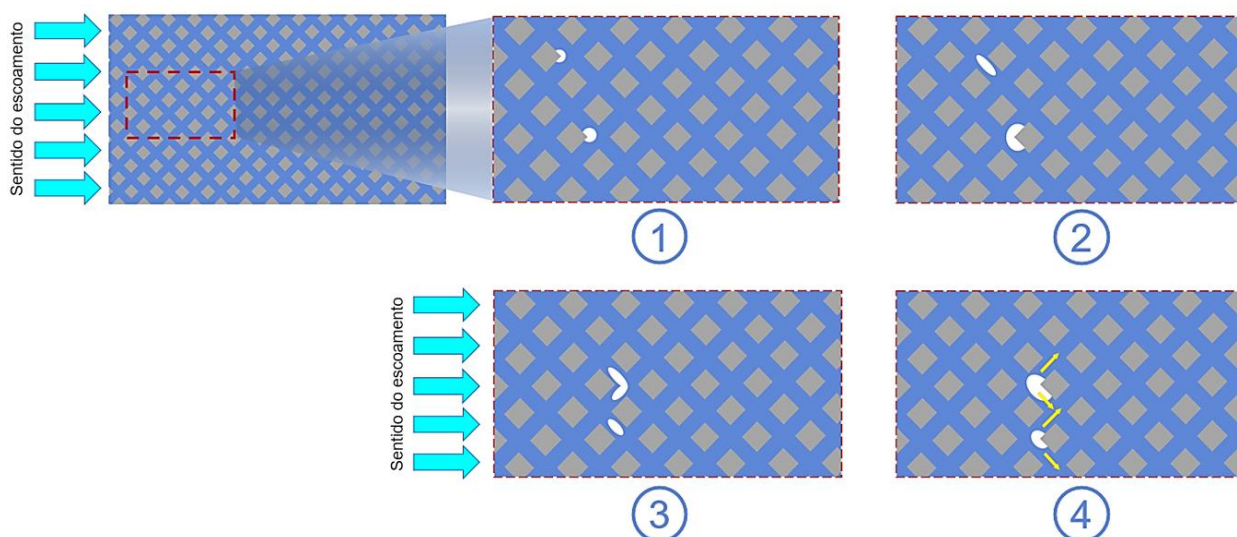
Figura 73 - Imagens da câmera de alta velocidade para escoamento na amostra S2 para baixo, médio e elevado fluxo de calor aplicado. $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$



Fonte: Elaboração da própria autora.

A dinâmica de formação e escoamento das bolhas de vapor são diferentes para o arranjo escalonado das amostras S3 e S4, e a Figura 74 apresenta um esquema ilustrativo de como ocorre a nucleação e desprendimento das bolhas de vapor nas superfícies escalonadas. As bolhas se formam preferencialmente no vértice da aleta do lado oposto à entrada do escoamento (Figura 74, ilustração (1)), e, como não existe nenhuma barreira para protegê-la do fluxo de fluido atravessando os microcanais segmentados, essa pequena bolha logo se desprende e escoar desordenadamente por entre as microaletas escalonadas. Quando se choca com a aresta de um micropilar posterior, a bolha pode se dividir e seguir por direções diferentes (Figura 74, (2) e (4)). Uma bolha pode coalescer com outra enquanto escoar pelos canais do dissipador de calor (Figura 74, (3)), mas logo se choca novamente com um novo pilar e se divide, dificultando a formação de bolhas pistonadas ou grandes bolsões de vapor (4).

Figura 74 - Esquema ilustrativo da nucleação, crescimento e partida das bolhas de vapor ao longo da superfície microaletada com arranjo escalonado



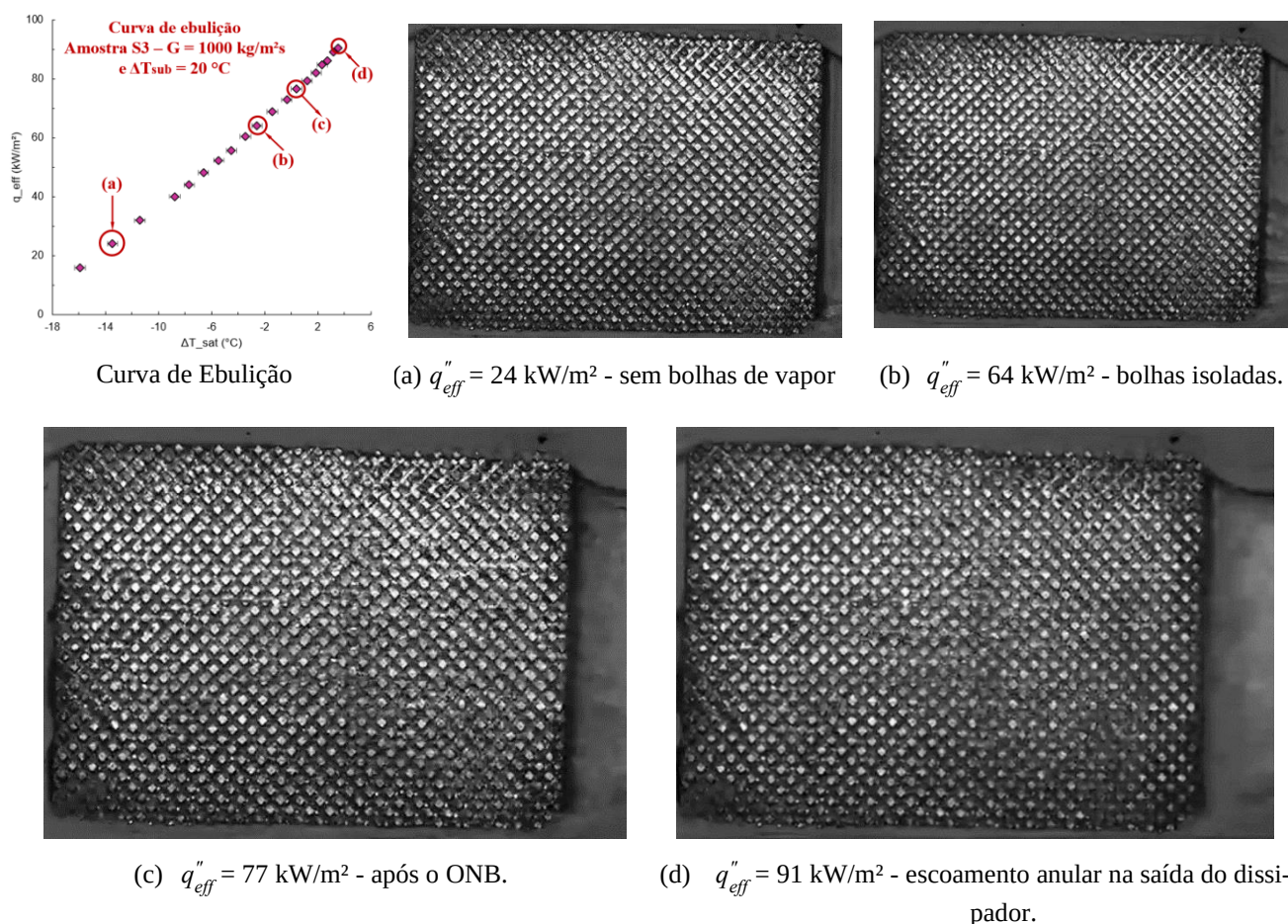
Fonte: Elaboração da própria autora.

Na sequência, a Figura 75 apresenta as imagens do teste com $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, para a amostra S3 (escalonada). Devido à turbulência das bolhas durante o escoamento é difícil ver claramente a movimentação das bolhas nas imagens estáticas para a superfície escalonada, diferente do ocorrido para as duas amostras anteriores. Por esse motivo, é disponibilizado um link de acesso aos vídeos gravados nos testes bifásicos referentes aos pontos marcados na curva de ebulição da Figura 75, dos quais as imagens foram extraídas.

Diferente das amostras alinhadas, a amostra escalonada não apresenta um canal primário preferencial para escoamento das bolhas de vapor após a nucleação; promovendo maior turbulência no escoamento (Figura 75b), o que reflete diretamente no aumento do CTC e na perda

de pressão para fluxos de calor moderados. O mesmo ocorre com a massa de vapor devido às bolhas coalescidas, presentes na metade final do dissipador de calor (Figura 75c), as quais escoam de forma irregular sobre a superfície, evitando a formação de um *core* de vapor no escoamento. Na Figura 75d, para elevado fluxo de calor aplicado, a massa de vapor se estende por quase toda a superfície; entretanto, não há indicação de secagem de parede (temperatura desta permanece estável) e a vazão permanece estável, o que mantém os altos valores de CTC. Esse comportamento é reflexo da combinação dos efeitos da convecção forçada turbulenta e evaporação do filme líquido sobre a superfície aquecida. O ganho no fluxo de calor limite do sistema foi de 26,4% em relação à amostra S2 e de 38% em relação à amostra S1.

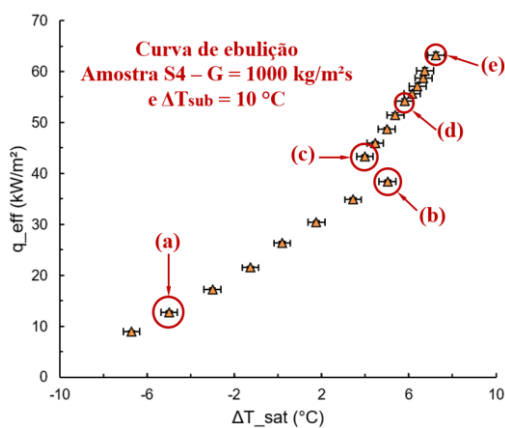
Figura 75 - Imagens da câmera de alta velocidade para escoamento na amostra S3 para baixo, médio e elevado fluxo de calor aplicado. $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$



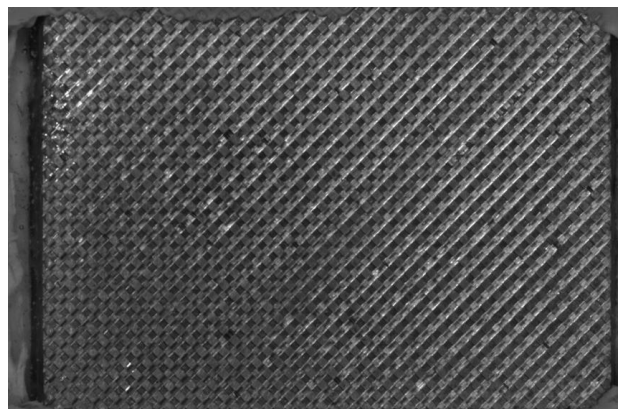
Fonte: Elaboração da própria autora.

A seguir, a Figura 76 apresenta imagens do teste da amostra S4, com $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e subresfriamento de $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Cada imagem dos testes da Figura 76 possui um link direto para o vídeo do respectivo teste na pasta de Material Suplementar.

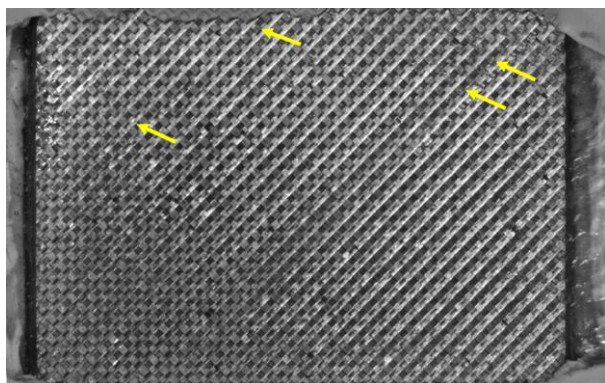
Figura 76 - Imagens da câmera de alta velocidade para escoamento na amostra S4 para baixo, médio e elevado fluxo de calor aplicado. $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$



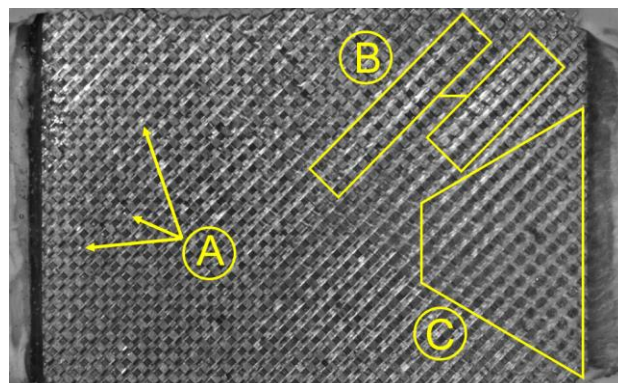
Curva de Ebulição



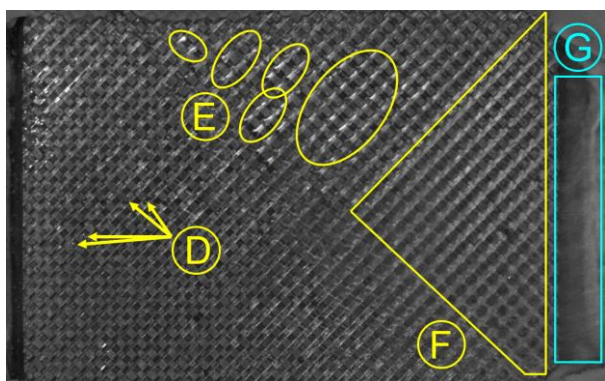
(a) $q''_{\text{eff}} = 12,7 \text{ kW/m}^2$ - sem bolhas de vapor.



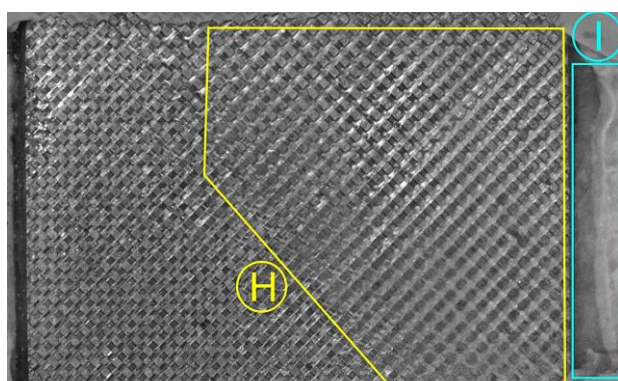
(b) $q''_{\text{eff}} = 38,4 \text{ kW/m}^2$ - bolhas isoladas.



(c) $q''_{\text{eff}} = 43,3 \text{ kW/m}^2$ - após o ONB.



(d) $q''_{\text{eff}} = 54,2 \text{ kW/m}^2$ - escoamento anular na saída do dissipador.



(e) $q''_{\text{eff}} = 63,2 \text{ kW/m}^2$ - escoamento anular na maior parte da superfície.

Fonte: Elaboração da própria autora.

No ponto (a) da Curva de Ebulição (CE) do teste com a amostra S4, para baixo fluxo de calor aplicado (cerca de 13 kW/m^2), não há presença de bolhas de vapor e o sistema encontra-se completamente dentro do regime de escoamento monofásico (Figura 76a). O teste se mantém

no regime monofásico até o ponto (c) da CE. No ponto (b), imediatamente antes do ONB, é possível ver algumas pequenas bolhas começando a nuclear sobre a superfície aquecida (Figura 76b), uma vez que a temperatura do fluido já se encontra acima da temperatura de saturação na pressão de entrada [$T_{\text{sat}}(P_e)$] – a amostra S4 foi a que apresentou maior superaquecimento da superfície para início da ebulição nucleada, dentre todas as superfícies testadas. Após o ONB, no ponto (c) da CE, toda a superfície fica coberta com sítios de nucleação.

Na região (A) da Figura 76c, vê-se pequenas bolhas de vapor se formando e rapidamente se desprendendo dos vértices das microaletas. Conforme elas escoam na diagonal da superfície, chegam a coalescer com outras bolhas na região (B), mas de maneira desordenada, e muitas vezes a bolha em padrão pistonado colapsa antes de sair dos canais segmentados. Na região (C) da Figura 76c, é possível ver uma massa de vapor significativa se formando na saída do dissipador de calor, o que leva ao aumento rápido da perda de pressão. Continuando o teste, no ponto (d) da CE (Figura 76d), vê-se um padrão parecido ao relatado na Figura 76c, mas existem mais pontos de coalescência das bolhas de vapor na região (E), e a região (F) preenchida com vapor é maior que aquela vista no ponto (c). A região (G) da Figura 76d destaca o aumento da quantidade de vapor deixando a superfície microaletada. No último ponto desse teste, ponto (e) da CE, o escoamento já apresenta pequenas instabilidades, porém ainda sem ocorrer fluxo reverso. Vê-se na Figura 76e que a região (H), preenchida com vapor, já cobre mais da metade da superfície de teste, e a região (I) da mesma figura destaca o intenso fluxo de vapor deixando o dissipador de calor no fluxo de 63 kW/m².

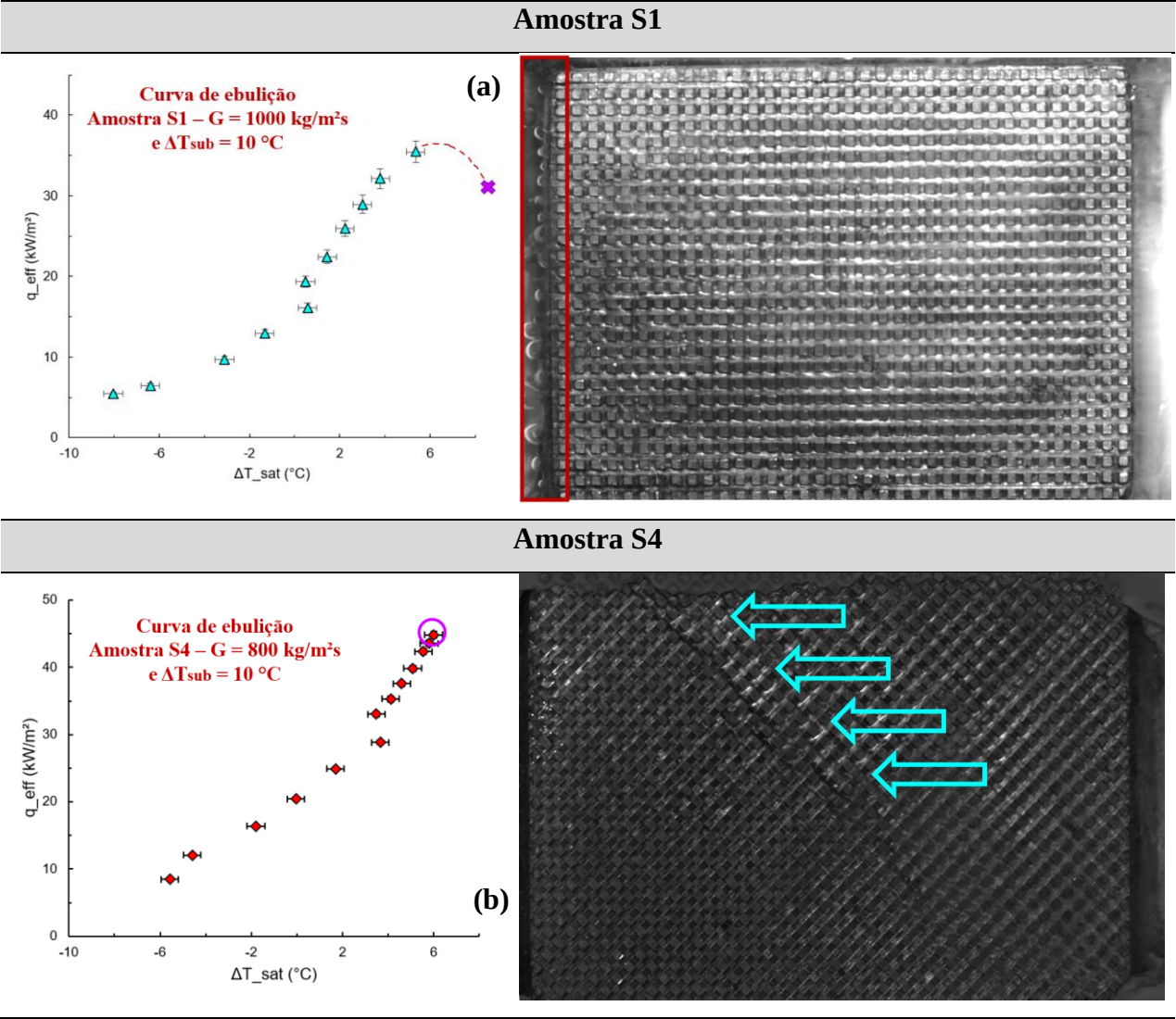
Por fim, foi observado o fenômeno de fluxo reverso nas amostras S1 (para $G = 1000$ kg/m²s) e S4 (para $G = 800$ kg/m²s), ambos para $\Delta T_{\text{sub}} = 10$ °C; as imagens são apresentadas na Figura 77, juntamente com seus respectivos pontos de ocorrência destacados nas Curvas de Ebulição (a esquerda). Para a amostra S1 (Figura 77a), após obtenção dos dados em regime permanente do último ponto da CE, para fluxo de calor próximo a 35 kW/m², a tentativa de incrementar mais o fluxo de calor causou aumento significativo da massa de vapor e o sistema ficou completamente desestabilizado; começou a ocorrer fluxo reverso de forma severa e o teste precisou ser interrompido. Não foi possível gerar dados quantitativos válidos para esse ponto, uma vez que o sistema não estabilizou, mas as imagens da ocorrência do fluxo reverso foram devidamente registradas.

O fluxo reverso do teste com a amostra S4 (Figura 77b) ocorreu de forma gradual, e ainda foi possível estabilizar o teste a fim de obter os dados em regime permanente. As setas da Figura 77b apontam a “onda” de fluido que começa a escoar em sentido inverso ao escoamento,

mas é rapidamente vencido pelo mesmo. *Links* com os vídeos dos fluxos reversos se encontram anexados às imagens dos testes.

Figura 77 - Ocorrência de fluxo reverso

(a) Amostra S1; (b) Amostra S4



Fonte: Elaboração da própria autora.

5 CONCLUSÕES

No presente trabalho se estudou o comportamento térmico e fluidodinâmico da ebulição convectiva usando HFE-7100 como fluido de trabalho, em um dissipador de calor baseado em microaletas quadradas. Foram testados diferentes arranjos geométricos das microaletas (diferentes alturas – 160 e 350 μm , em arranjos espaciais alinhado e escalonado), em três velocidades mássicas diferentes (800, 1000 e 1200 $\text{kg/m}^2\text{s}$), e dois níveis de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador (ΔT_{sub} 10 e 20 $^{\circ}\text{C}$), avaliando-se as curvas de ebulição, Coeficiente de Transferência de Calor (CTC) e perda de pressão para cada condição de teste. A visualização dos ensaios experimentais foi realizada por meio de uma câmera de alta velocidade (resolução 1024 x 1024, 1000 fps) e teve como objetivo explorar a transição do escoamento monofásico para bifásico, identificar possíveis padrões de escoamento e ocorrência do fluxo reverso. As principais conclusões são resumidas a seguir:

- ✓ À medida que a velocidade mássica aumenta observa-se aumento do CTC, na região onde os efeitos da convecção forçada são dominantes, para cada amostra. Porém, quando os efeitos da ebulição nucleada se sobrepõem, o aumento da velocidade mássica não garante ganho no CTC, principalmente para arranjo alinhado;
- ✓ Quanto menor o subresfriamento do fluido na entrada do dissipador de calor, menor o fluxo de calor do ONB e uma região maior da superfície é preenchida com vapor, podendo acelerar o processo de secagem e diminuir o fluxo de calor limite operacional, quando comparado às condições com subresfriamento mais alto;
- ✓ Quanto menor o subresfriamento e menor a velocidade mássica, mais sensível aos efeitos da ebulição nucleada o sistema se torna, com ganhos significativos no CTC devido à troca térmica com mudança de fase. Entretanto isso pode levar ao processo de secagem precoce da superfície;
- ✓ A perda de pressão aumenta drasticamente com o aumento da quantidade de vapor escoando sobre a superfície, o que se torna mais acentuado para temperaturas do fluido na entrada do escoamento mais elevadas (menor subresfriamento), levando ao limite fluidodinâmico do sistema para fluxos de calor mais baixos em comparação com o subresfriamento mais elevado;
- ✓ A perda de pressão está fortemente relacionada com a fração de vazio do sistema, mas ainda sofre influência da velocidade mássica, mesmo após o início do regime de escoamento bifásico;

- ✓ Alturas menores das microaletas causam efeito de confinamento das bolhas de vapor no regime bifásico, ocasionando um aumento significativo no CTC para fluxos de calor baixos a moderados; entretanto, o início do *dryout* ocorre precocemente quando comparado às aletas mais altas;
- ✓ Arranjos de microaletas escalonados reduzem a sensibilidade do sistema quanto aos efeitos da mudança de fase devido à turbulência no escoamento, onde os efeitos da convecção forçada sobre o CTC acabam sobrepondo os efeitos da ebulição nucleada. Mas, para microaletas de menor altura, os efeitos do confinamento das bolhas de vapor se superpõem aos efeitos da convecção forçada;
- ✓ Apesar de arranjos escalonados causarem maior turbulência no escoamento, elevando a perda de pressão para fluxos de calor mais baixos, eles favorecem a transição mais gradual para o regime bifásico; isso mantém a perda de pressão em níveis mais baixos quando comparado aos arranjos alinhados, nas mesmas faixas de fluxo de calor, para frações de vazio mais elevadas.

Como proposta de trabalhos futuros, seria bastante interessante fazer testes em uma superfície lisa, para servir de base comparativa aos ganhos (ou não) no desempenho térmico e fluidodinâmico, como se vê em vários artigos recentes da literatura. O Grupo de Pesquisa Nest-n já tem outros projetos na linha de ebulição convectiva usando a bancada experimental desenvolvida neste projeto, porém utilizando outros fluidos de trabalho. Isso será de extrema importância para se ter um banco de dados robusto no futuro, a fim de possibilitar a análise de diferentes parâmetros que influenciam o fenômeno, incluindo propriedades termofísicas do fluido de trabalho.

Como melhoria na bancada experimental, recomenda-se a utilização de uma bomba capaz de fornecer potência suficiente para testes bifásicos com frações de vazio ainda mais elevadas, mesmo em velocidades mássicas mais altas. Como melhoria no método de fabricação das microaletas, já foi desenvolvido um suporte para utilização na fresadora, que permite a livre rotação da amostra sem comprometer o alinhamento entre os canais primários e secundários.

Até o momento, o trabalho realizado contribuiu para publicações em revistas internacionais indexadas e artigos em congressos e conferências da área.

Publicações em revistas internacionais:

1. NUNES, J. M.; OLIVEIRA, J. D.; COPETTI, J. B.; GAJGHATE, S. S.; BANERJEE, U.; MITRA, S. K.; CARDOSO, E. M. Thermal Performance Analysis of Micro Pin Fin Heat Sinks under Different Flow Conditions. **Energies**, vol. 16, 2023. DOI: [10.3390/en16073175](https://doi.org/10.3390/en16073175)

Publicações em congressos e conferências:

1. NUNES, J. M.; AZEVEDO, W. K. N.; CARDOSO, E. M. Thermal and Hydrodynamic Behavior of a Micro-Finned Heatsink for Convective Flow Boiling of Dielectric Fluid. In: 26th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM, 2021, Conferência virtual. **Anais [...]** COBEM, 2021. Disponível em: [doi://10.26678/ ABCM.COBEM2021.COB2021-0695](https://doi.org/10.26678/ABCM.COBEM2021.COB2021-0695) (/proceedings/view/COB2021/0695)

2. NUNES, J. M.; SILVA, I. G.; SILVA, J. B. C.; OLIVEIRA, J. D.; COPETTI, J. B.; CARDOSO, E. M. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Pressure Drop in Micro Pin Fin Heat Sinks Under Different Flow Conditions. In: 19th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, ENCIT, 2022, Bento Golçalves. **Anais [...]** Bento Golçalves ENCIT, 2022.

REFERÊNCIAS

- 3M COMPANY. **3M Novec: Engineered Fluid HFE-7100 for Heat Transfer**. St Paul: [s.n.] (Manuais).
- AGBIM, K. A. **Single-Phase Liquid Cooling for Thermal Management of Power Electronic Devices**. 2017. 157 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - George W. Woodruff School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology. Atlanta, GA (EUA), 2017.
- ALAM, T.; LEE, P. S.; JIN, L. **Flow boiling in microgap channels: experiment, visualization and analysis**. New York: Springer New York, 2014. (Springer Briefs in Applied Sciences and Technology). DOI: <https://doi.org/10.1007/978-1-4614-7190-5>.
- ASRAR, P.; GHIAASIAAN, S. M.; JOSHI, Y. K. Two-phase heat transfer and flow regimes in Pin Fin-Enhanced microgaps: effect of pin spacing. **ASME - Journal of Heat Transfer**, New York, v. 143, n. 2, p. 023001-1- 023001-9, 2021.
- ASRAR, P. *et al.* Flow boiling of R245fa in a microgap with staggered circular cylindrical pin fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 121, p. 329-342, 2018.
- ATEŞ, A. *et al.* Flow boiling of dielectric fluid HFE – 7000 in a minichannel with pin fin structured surfaces. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 223, p. 120045, 2023.
- BALASUBRAMANIAN, K. *et al.* Experimental investigations of flow boiling heat transfer and pressure drop in straight and expanding microchannels - A comparative study. **International Journal of Thermal Sciences**, Issy les Moulineaux Cedex, v. 50, n. 12, p. 2413-2421, 2011.
- BANDARRA FILHO, E. P.; JABARDO, J. M. S.; BARBIERI, P. E. L. Convective boiling pressure drop of refrigerant R-134a in horizontal smooth and microfin tubes. **International Journal of Refrigeration**, London, v. 27, n. 8, p. 895-903, 2004.
- BECKERLE, B. S. **Estudo da transferência de calor e queda de pressão na ebulição do r-600a em mini canais paralelos**. 2015. 102 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, 2015.
- BOGOJEVIC, D. *et al.* Bubble dynamics and flow boiling instabilities in microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 58, n. 1-2, p. 663-675, 2013.
- BULUT, M.; KANDLIKAR, S. G.; SOZBIR, N. A review of vapor chambers. **Heat Transfer Engineering**, New York, v. 40, n. 19, p. 1551-1573, 2018.
- CAREY, V. **Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment**. 2nd ed. New York: Taylor & Francis, 2008.
- CHALFI, T. Y.; GHIAASIAAN, S. Pressure drop caused by flow area changes in capillaries under low flow conditions. **International Journal of Multiphase Flow**, Elmsford, v. 34, n. 1, p. 2-12, 2008.

CHENG, X., WU, H. Improved flow boiling performance in high-aspect-ratio interconnected microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 165, p. 120627, 2021.

CHIEN, L.H. *et al.* Experimental and numerical study on convective boiling in a staggered array of micro pin-fin microgap. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 149, p. 119203, 2020.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. 3ª Ed. Revisada. Oxford: Clarendon Press, 1996.

COPELAND, D.; BEHNIA, M.; NAKAYAMA, W. Manifold Microchannel Heat Sinks: Isothermal Analysis. In: InterSociety Conference on Thermal Phenomena, I-THERM V, 1996, Orlando. **Anais** [...] Orlando: IEEE, 1996, p. 251-257. Disponível em: <https://doi.org/10.1109/ITHERM.1996.534570>. Acesso em: 10 jun. 2020.

DANG, C. *et al.* Comparative study of flow boiling heat transfer and pressure drop of HFE-70 0 0 in continuous and segmented microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 148, p. 119038, 2020.

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. 309 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 2013.

DEHKORDI, A. H. R. **Investigation of flow boiling phenomena in small-scale complex geometries**. 2012. 285 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Heriot-Watt University: School of Engineering and Physical Sciences, Edinburgh, Scotland, 2012.

DENG, D. *et al.* Flow boiling performance in pin fin- interconnected reentrant microchannels heat sink in different operational conditions. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 150, p. 1260-1272, 2019.

DONG, L., QUAN, X., CHENG, P. An experimental investigation of enhanced pool boiling heat transfer from surfaces with micro/nano-structures, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v.71, p. 189-196, 2014.

FIGLIOLA, R. S.; BEASLEY, D. E. **Teoria e projeto para medições mecânicas**. 4ª ed. Rio de Janeiro: LTC–Livros Técnicos Científicos Editora SA, 2007.

FU, B. R. *et al.* Flow pattern maps and transition criteria for flow boiling of binary mixtures in a diverging microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 55, n. 5, p. 1754-1763, 2012.

HAN, X.; FEDOROV, A.; JOSHI, Y. Flow Boiling in Microgaps for Thermal Management of High Heat Flux Microsystems. **Journal of Electronic Packaging - ASME**, [s. l.], v. 138, n. 4, p. 040801, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.4034317>. Acesso em: 20 mar. 2022.

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.

HE, Z.; YAN, Y.; ZHANG, Z. Thermal management and temperature uniformity enhancement of electronic devices by micro heat sinks: A review. **Energy**, Oxford, v. 216, p. 119223, 2021.

HESSELGREAves, J. E. **Compact heat exchangers**: selection, design, and operation. 2nd ed. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, 2017.

HU, X. *et al.* Experimental study of flow boiling of fc-72 in parallel minichannels under sub-atmospheric pressure. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 31, n. 17-18, p. 3839-3853, 2011.

INMETRO. **Avaliação de dados de medição**: Guia para a expressão de incerteza de medição. V. 11, Rio de Janeiro, 2008.

INTEL. **Products Datasheet**. Disponível em: <http://www.intel.com>. Acessado em 20 out. 2018.

INTEL CORE TECHNICAL RESOURCES. In: **PC WORLD**. Disponível em: <https://www.pcworld.com/article/546076/intel-alder-lake-12th-gen-core-speeds-prices>. Acessado em 10 abr. 2022.

KADAM, S. T.; KUMAR, R. Twenty first century cooling solution: microchannel heat sinks. **International Journal of Thermal Sciences**, Issy les Moulineaux Cedex, v. 85, p. 73-92, 2014.

KANDLIKAR, S. G. Mechanistic considerations for enhancing flow boiling heat transfer in microchannels. **ASME - Journal of Heat Transfer**, New York, v. 138, n. 2, p. 021504, 2016.

KANDLIKAR, S. G. Flow boiling in minichannels and microchannels. In: KANDLIKAR, S. G. *et al.* **Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Micro-channels**. Oxford: Elsevier UK, 2005. Cap. 5, p. 175-226.

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

KIYOMURA, I. S. *et al.* An analysis of the effects of nanoparticles deposition on characteristics of the heating surface and ON pool boiling of water. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 106, p. 666-674, 2017.

KIYOMURA, I. S. **Intensificação da transferência de calor em ebulição em piscina por meio de superfícies nanoestruturadas hierarquicamente**. Ilha Solteira. 96 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Ilha Solteira, 2022.

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

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**. São Carlos, 249 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de São Paulo – USP/EESC, São Carlos, 2014.

LEBIGOT, E. O. **Uncertainties: a Python package for calculations with uncertainties**. © 2010-2016. Disponível em: <http://pythonhosted.org/uncertainties>. Acesso em: 15 set. 2021.

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**, Oxford, v. 112, p. 999-1019, 2017.

LIANG, G.; MUDAWAR, I. Review of pool boiling enhancement by surface modification. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 128, p. 892-933, 2019.

LI, W. *et al.* Review of two types of surface modification on pool boiling enhancement: passive and active. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 130, p. 109926, 2020.

LIU, M. *et al.* Experimental study on liquid flow and heat transfer in micro square pin fin heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 54, n. 25-26, p. 5602–5611, 2011.

LU, C. T.; PAN, C. Stabilization of flow boiling in minichannel heat sinks with a diverging cross-section design. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, [s. l.], v. 18, n. 7, p. 075035, 2009. DOI: 10.1088/0960-1317/18/7/075035. Acesso em: 20 jun. 2019.

MA, X. *et al.* Flow boiling instability and pressure drop characteristics based on micro-pin-finned surfaces in a microchannel heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 195, p. 123168, 2022.

MANETTI, L. L. *et al.* Pool boiling heat transfer of HFE-7100 on metal foams. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 113, p. 110025, 2020.

MARCINICHEN, J. B. *et al.* Advances in electronics cooling. **Heat Transfer Engineering**, New York, v. 34, n. 5-6, p. 434–446, 2013.

McNEIL, D. A. *et al.* An investigation into flow boiling heat transfer and pressure drop in a pin-finned heat sink. **International Journal of Multiphase Flow**, Elmsford, v. 67, p. 65-84, 2014.

METZGER, D. E.; SHEPARD, W. B.; HALEY, S. W. Row resolved heat transfer variations in pin-fin arrays including effects of non-uniform arrays and flow convergence. In: TURBO EXPO: POWER FOR LAND, SEA, AND AIR, 4, 1986, Dusseldorf. **Anais [...]** Dusseldorf, West Germany: ASME, 1986, p. V004T09A015. DOI: <https://doi.org/10.1115/86-gt-132>. Acesso em: 15 set. 2020.

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. **ASME - Applied Mechanics Reviews**, [s. l.], v. 53, n. 7, p. 175-193, 2000.

MOHAMMADI, A.; KOŞAR, A. Review on Heat and Fluid Flow in Micro Pin Fin Heat Sinks under Single-phase and Two-phase Flow Conditions. **Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering**, New York, v. 22, n. 3, p. 153-197, 2018.

MUKHERJEE, A.; KANDLIKAR, S. G. Numerical study of the effect of inlet constriction on bubble growth during flow boiling in microchannel. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON MICROCHANNELS AND MINICHANNELS, 3th, 2005, Toronto. **Anais [...]** Toronto, Canada: ASME, 2005, p. 73-80. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/ICMM2005-75143>. Acesso em 16 fev. 2023.

MURSHED, S. M. S.; CASTRO, C. A. N. A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Amsterdam, v. 78, p. 821-833, 2017.

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. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de São Paulo – USP/EESC, São Carlos, 2012.

NETTO, F. P.; MORAES, A. A.U.; RIBATSKI, U. The effects of the nanoparticle concentration and surface roughness on the contact angle of nanofluids. In: PROCEEDINGS OF 22ND ABCM INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 2013, Ribeirão Preto. **Anais [...]** Ribeirão Preto: COBEM, 2013.

NUNES, J.M. *et al.* Influence of coated surfaces and gap size on boiling heat transfer of deionized water. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**. Heidelberg, v. 42, n. 3, p. 1-14, 2020.

POWER AMERICA. Disponível em: <https://energy.gov/eere/amo/power-america>. Acesso em: 03 jun 2019.

PRAJAPATI, Y. K.; PATHAK, M.; KHAN, M. K. Bubble dynamics and flow boiling characteristics in three different microchannel configurations. **International Journal of Thermal Sciences**, Issy les Moulineaux Cedex, v. 112, p. 371-382, 2017.

RAHMAN, M. M.; OLCEROGLU, E.; MCCARTHY, M. Role of wickability on the critical heat flux of structured superhydrophilic surfaces. **Langmuir**, Washington DC, v. 30, n. 37, p. 11225-11234, 2014.

REESER, A.; BAR-COHEN, A.; HETSRONI, G. High Quality Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop in Microgap Pin Fin Arrays. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 78, p. 974-985, 2014.

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

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J.M.S. **Refrigeração Industrial**, 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2002.

TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. Flow patterns and bubble departure fundamental characteristics during flow boiling in microscale channels. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 59, p. 152-165, 2014.

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

TRIVEDI, H. *et al.* A Review on Thermal Characteristics of Single and Two-phase Flow in Mini channel for Refrigeration. **International Journal of Current Engineering and Technology**, [s. l.], v. 8, n. 2, p. 298-302, 2018.

TYSON, M. **Intel confirms that its first 10nm chips will roll out in H2 2017**. 2016. Disponível em: <http://hexus.net/tech/news/cpu/90674-intel-confirms-first-10nm-chips-will-roll-h2-2017/>. Acesso em: 01 out. 2018.

TUCKERMAN, D. B.; PEASE, R. F. W. High-performance heat sinking for VLSI. **IEEE Electron Device Letters**, [s. l.], v. 2, n. 5, p. 126- 129, 1981. DOI: <https://doi.org/10.1109/EDL.1981.25367>. Acesso em: 10 abr. 2022.

TULLIUS, J.; TULLIUS, T.; BAYAZITOGLU, Y. Optimization of short micro pin fins in minichannels. **International Journal of Heat Mass Transfer**, Oxford, v. 55, n. 15-16, p. 3921–3932, 2012.

TULLIUS, J. F. **Improving Small Scale Cooling of Mini-Channels using Added Surface Defects**. 2013. 105 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Rice University, Houston, Texas, 2013.

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.; SIU-HO, A. Liquid Single-Phase Flow in an Array of Micro-Pin-Fins – Part II: Pressure Drop Characteristics. **ASME - Journal of Heat Transfer**, New York, v. 130, n. 12, p. 124501-1, 2008.

WAN W. *et al.* Experimental study and optimization of pin fin shapes in flow boiling of micro pin fin heat sinks. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 114, p. 436-449, 2017.

WOODCOCK, C. *et al.* Piranha Pin Fin (PPF) - Advanced flow boiling microstructures with low surface tension dielectric fluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 90, p. 591-604, 2015.

YAN, Y-Y; LIN, T-F. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 41, n. 24, p. 4183-4194, 1998.

YIN, L. *et al.* Subcooled flow boiling in an expanding microgap with a hybrid microstructured surface. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 151, p. 119379, 2020.

YIN, L. *et al.* Water flow boiling in a partially modified microgap with shortened micro pin fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 155, p. 119819, 2020.

APÊNDICE A – DADOS QUANTITATIVOS DAS ANÁLISES PARA TESTES BIFÁSICOS

Devido ao grande volume de dados obtidos nos testes experimentais, não foi possível apresentar todos os resultados ao longo do texto principal. Sendo assim, nessa Seção são sumarizados os resultados das análises quantitativas dos testes realizados, para os diferentes parâmetros comparativos trabalhados.

A1 - EFEITOS DA MUDANÇA DE FASE, MONOFÁSICO PARA BIFÁSICO

As Tabelas 19 a 22 apresentam as porcentagens de aumento no CTC e na perda de pressão devido à transição do regime de escoamento de monofásico (baixos fluxos de calor) para bifásico, para cada uma das amostras testadas, em diferentes velocidades mássicas e subresfriamento do fluido de trabalho na entrada da seção de testes.

Tabela 19 - Aumento no CTC e queda de pressão devido à transição do escoamento para regime bifásico, da amostra S1

Amostra S1		Ganho CTC (%)	Aumento da perda de carga (%)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200	+73	+104
	G1000	+46	+85
	G800	+53	+102
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200	+53	+128
	G1000	+76	+158
	G800	*Sem teste	

Tabela 20 - Aumento no CTC e queda de pressão devido à transição do escoamento para regime bifásico, da amostra S2

Amostra S2		Ganho CTC (%)	Aumento da perda de carga (%)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200	+16	+79
	G1000	+24,8	+66,6
	G800	+29,1	+60,8
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200	+9,9	+37,9
	G1000	+2,4	+61
	G800	+53,4	+122,4

Tabela 21 - Aumento no CTC e queda de pressão devido à transição do escoamento para regime bifásico, da amostra S3

Amostra S3		Ganho CTC (%)	Aumento da perda de carga (%)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200	+2,7 %	+22,2 %
	G1000	+1,6 %	+26 %
	G800	+3,5 %	+30 %
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200	+1 %	+51,8 %
	G1000	+1,5 %	+29,5 %
	G800	+25,5 %	+71,9 %

Tabela 22 - Aumento no CTC e queda de pressão devido à transição do escoamento para regime bifásico, da amostra S4

Amostra S4		Ganho CTC (%)	Aumento da perda de carga (%)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200	+17,3 %	+59,6 %
	G1000	+20,6 %	+54,4 %
	G800	+35,1 %	+116,8 %
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200	+19,1 %	+93,3 %
	G1000	+32,4 %	+104,5 %
	G800	+25,4 %	+76,8 %

A2 - EFEITOS DO SUBRESFRIAMENTO DO FLUIDO, ΔT_{sub}

A2.1 Desempenho térmico em função do grau de subresfriamento, ΔT_{sub}

As Tabelas 23 a 26 apresentam os ganhos no CTC (melhora no desempenho térmico) de cada amostra, comparando-se os dois diferentes ΔT_{sub} testados, em diferentes faixas de fluxo de calor de um mesmo teste.

Tabela 23 - Desempenho térmico da amostra S1 em função do ΔT_{sub}

Amostra S1	Ganho local no CTC	Faixa de q'' (kW/m²)
G1200	sub10 em relação a sub20 +17,4 %	20 - 40
G1000	sub10 em relação a sub20 +26,4 %	20-35

Monofásico	Ganho no CTC (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-22,3 %	+30,4 %
G1000	-27,4 %	+37,7 %
Bifásico	Ganho no CTC (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-32,4 %	+47,9 %
G1000	-12,2 %	+13,9 %

Tabela 24 - Desempenho térmico da amostra S2 em função do ΔT_{sub}

Amostra S2	Ganho local no CTC	Faixa de q'' (kW/m²)
G1200	sub10 em relação a sub20 +8,2 %	10 - 30
G1000	sub10 em relação a sub20 +23,7 %	15 - 28
G800	sub10 em relação a sub20 +26,5 %	25 - 30
Monofásico	Ganho no CTC (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-4,1 %	+4,2 %
G1000	+11,2 %	-10,1 %
G800	-6,1 %	+6,5 %
Bifásico	Ganho no CTC (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-9,1 %	+10 %
G1000	-8,8 %	+9,6 %
G800	+11,5 %	-10,3 %

Tabela 25 - Desempenho térmico da amostra S3 em função do ΔT_{sub}

Amostra S3	Ganho local no CTC	Faixa de q'' (kW/m²)
G1200	sub10 em relação a sub20 -20,1 %	Até 63
G1000	sub10 em relação a sub20 -18,2 %	15 - 48
G800	sub10 em relação a sub20 +4,2 %	38 - 50

Monofásico	Ganho no CTC (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-21,8 %	+27,9 %
G1000	-20,7 %	+26,1 %
G800	-20,4 %	+25,6 %
Bifásico	Ganho no CTC (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-23 %	+30 %
G1000	-20,8 %	+26,2 %
G800	-3,4 %	+3,6 %

Tabela 26 - Desempenho térmico da amostra S4 em função do ΔT_{sub}

Amostra S4	Ganho local no CTC	Faixa de q'' (kW/m²)
G1200	sub10 em relação a sub20 +13,9 %	40 - 60
G1000	sub10 em relação a sub20 +15,6 %	43 - 63
G800	sub10 em relação a sub20 +19,4 %	33 - 45
Monofásico	Ganho no CTC (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-5,3 %	+5,6 %
G1000	-2,7 %	+2,8 %
G800	-1,9 %	+1,9 %
Bifásico	Ganho no CTC (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-3,8 %	+3,9 %
G1000	+6,9 %	-6,4 %
G800	-8,9 %	+9,8 %

A2.2 - Desempenho fluidodinâmico em função do subresfriamento, ΔT_{sub}

As Tabelas 27 a 30 apresentam o aumento na queda de pressão (piora no desempenho fluidodinâmico) de cada amostra, comparando-se os dois diferentes ΔT_{sub} testados, em diferentes faixas de fluxo de calor de um mesmo teste.

Tabela 27 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S1 em função do ΔT_{sub}

Amostra S1	Ganho local de Δp medido	Faixa de q'' (kW/m ²)
G1200	sub10 em relação a sub20 +88%	20 - 40
G1000	sub10 em relação a sub20 +100,7%	20-35
Monofásico	Aumento de Δp (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-18,2 %	+22,2 %
G1000	-16,7 %	+20,1 %
Bifásico	Aumento de Δp (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-8,6 %	+9,4 %
G1000	+16 %	-13,8 %

Tabela 28 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S2 em função do ΔT_{sub}

Amostra S2	Ganho local de Δp medido	Faixa de q'' (kW/m ²)
G1200	sub10 em relação a sub20 +16,4 %	25 - 40
G1000	sub10 em relação a sub20 +54,1 %	25 - 35
G800	sub10 em relação a sub20 +48 %	25 - 30
Monofásico	Aumento de Δp (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-16,4 %	+19,6 %
G1000	-5,7 %	+6 %
G800	-35,4 %	+54,7 %
Bifásico	Aumento de Δp (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-35,6 %	+55,3 %
G1000	-8,9 %	+9,8 %
G800	-10,6 %	+11,8 %

Tabela 29 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S3 em função do ΔT_{sub}

Amostra S3	Ganho local de Δp medido	Faixa de q'' (kW/m ²)
G1200	sub10 em relação a sub20 +32,3 %	40 - 64
G1000	sub10 em relação a sub20 +23,1 %	40 - 50
G800	sub10 em relação a sub20 +39,1 %	32 - 50
Monofásico	Aumento de Δp (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-9,5 %	+10,5 %
G1000	-12,4 %	+14,1 %
G800	-19,9 %	+24,9 %
Bifásico	Aumento de Δp (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	+7,4 %	-9,5 %
G1000	-10 %	+11,1 %
G800	+5,9 %	-6,9 %

Tabela 30 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S4 em função do ΔT_{sub}

Amostra S4	Ganho local de Δp medido	Faixa de q'' (kW/m ²)
G1200	sub10 em relação a sub20 74,5+ %	35 - 60
G1000	sub10 em relação a sub20 73,6+ %	35 - 63
G800	sub10 em relação a sub20 +74,5 %	25 - 45
Monofásico	Aumento de Δp (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	-8 %	+8,7 %
G1000	+3,1 %	-3 %
G800	+5,8 %	-5,5 %
Bifásico	Aumento de Δp (sub10 em relação a sub20)	(sub20 em relação a sub10)
G1200	+11,4 %	-10,2 %
G1000	+36,5 %	-26,8 %
G800	-13,7 %	+15,9 %

A3 - EFEITOS DA VELOCIDADE MÁSSICA, G

A3.1 - Desempenho térmico em função da velocidade mássica, G

As Tabelas 31 a 34 apresentam os ganhos no CTC (melhora no desempenho térmico) de cada amostra, comparando-se as diferentes velocidades mássicas, com referência na mais baixa testada na amostra, para os dois ΔT_{sub} , em diferentes faixas de fluxo de calor efetivo.

Tabela 31 - Desempenho térmico da amostra S1 em função da velocidade mássica, G

Amostra S1	Ganho local de CTC	Faixa de q'' (kW/m²)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +29,4 %	8 - 25
	G1000 em relação a G800 +17,6 %	8 - 25
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G1000 +19,9 %	5 - 13
	*Sem teste para G800	
Monofásico	Ganho CTC (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+34,7 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+17,1 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	Em relação a G1000 +21,5 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	*Sem teste para G800	
Bifásico	Ganho CTC (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+52,4 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+11,4 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	Em relação a G1000 +5,3 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	*Sem teste para G800	

Tabela 32 - Desempenho térmico da amostra S2 em função da velocidade mássica, G

Amostra S2	Ganho local de CTC	Faixa de q'' (kW/m ²)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +23,1 %	15 – 37
	G1000 em relação a G800 +8,4 %	15 – 37

$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +42,8 %	10 – 25
	G1000 em relação a G800 +41,1 %	10 – 25
Monofásico	Ganho CTC (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+41,1%	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+19,2	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+44,3	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+41,2	
Bifásico	Ganho CTC (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+26,8 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+15,2 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+3,4 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	-5,7 %	

Tabela 33 - Desempenho térmico da amostra S3 em função da velocidade mássica, G

Amostra S3	Ganho local de CTC	Faixa de q'' (kW/m²)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 %	Nada a comparar!
	G1000 em relação a G800 %	Nada a comparar!
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G800 em relação a G1200 +2,7 %	38 - 50
	G800 em relação a G1000 +14,1 %	38 - 50
Monofásico	Ganho CTC (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+29,9 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+14,1 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+27,7 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+13,7 %	
Bifásico	Ganho CTC (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+28,9 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+12 %	

$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+2,7 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	-8,1 %	

Tabela 34 - Desempenho térmico da amostra S4 em função da velocidade mássica, G

Amostra S4	Ganho local de CTC	Faixa de q'' (kW/m ²)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +29,4 %	Abaixo de 35
	G1000 em relação a G800 +16,3 %	Abaixo de 35
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G800 em relação a G1200 +23,5 %	Abaixo de 25
	G800 em relação a G1000 +10,8 %	Abaixo de 25
Monofásico	Ganho CTC (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+26,6 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+12,4 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+22,2 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+11,5 %	
Bifásico	Ganho CTC (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+9,9 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+0,3 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+16 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+17,7 %	

A3.2 - Desempenho fluidodinâmico em função da velocidade mássica, G

As Tabelas 35 a 38 apresentam o aumento na queda de pressão (piora no desempenho fluidodinâmico) de cada amostra, comparando-se as diferentes velocidades mássicas, com referência na mais baixa testada na amostra, para os dois ΔT_{sub} , em diferentes faixas de fluxo de calor efetivo.

Tabela 35 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S1 em função da velocidade mássica, G

Amostra S1	Aumento local do Δp	Faixa de q'' (kW/m ²)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +77,9 %	8 – 30
	G1000 em relação a G800 +24,6 %	8 - 30

$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G1000 +44,4 %	5 - 17
	*Sem teste para G800	
Monofásico	Aumento do Δp (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+83,1 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+24,6 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	Em relação a G1000 +44,4 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	*Sem teste para G800	
Bifásico	Aumento do Δp (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+84,9 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+14 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	Em relação a G1000 +27,8 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	*Sem teste para G800	

Tabela 36 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S2 em função da velocidade mássica, G

Amostra S2	Aumento local do Δp	Faixa de q'' (kW/m²)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 + 83,9 %	Abaixo de 40
	G1000 em relação a G800 +37,7 %	Abaixo de 40
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +153,4 %	Abaixo de 25
	G1200 em relação a G800 +99,3 %	Abaixo de 25
Monofásico	Aumento do Δp (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+103,7 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+43,1 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+163,4 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+108,8 %	
Bifásico	Aumento do Δp (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+126,7 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+48,3 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1200}$	+63,3 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C} / \text{G1000}$	+51,1 %	

Tabela 37 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S3 em função da velocidade mássica, G

Amostra S3	Aumento local do Δp	Faixa de q'' (kW/m²)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +89 %	Abaixo de 50
	G1000 em relação a G800 +44,3 %	Abaixo de 50
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +109,1 %	Abaixo de 30
	G1000 em relação a G800 +59,9 %	Abaixo de 30
Monofásico	Aumento do Δp (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$ / G1200	+84,9 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$ / G1000	+42,5 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$ / G1200	+105,5 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$ / G1000	+56 %	
Bifásico	Aumento do Δp (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$ / G1200	+73,9 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$ / G1000	+38,1 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$ / G1200	+81,4 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$ / G1000	+17,4 %	

Tabela 38 - Desempenho fluidodinâmico da amostra S4 em função da velocidade mássica, G

Amostra S4	Aumento local do Δp	Faixa de q'' (kW/m²)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +98,2 %	Abaixo de 45
	G1000 em relação a G800 +51,1 %	Abaixo de 45
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200 em relação a G800 +78,5 %	Abaixo de 25
	G1000 em relação a G800 +40,1 %	Abaixo de 25
Monofásico	Aumento do Δp (em relação a G800)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$ / G1200	+102,5 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$ / G1000	+45,5 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$ / G1200	+76,1 %	
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$ / G1000	+41,7 %	

Bifásico	Aumento do Δp (em relação a G800)	
ΔT _{sub} = 20°C / G1200	+49,1 %	
ΔT _{sub} = 20°C / G1000	+3,6 %	
ΔT _{sub} = 10°C / G1200	+92,5 %	
ΔT _{sub} = 10°C / G1000	+63,9 %	

A4 - EFEITOS DA GEOMETRIA E ARRANJO DAS MICROALETAS

Para fazer a análise comparativa em relação à geometria e arranjo das microaletas, sobre o desempenho térmico e fluidodinâmico do sistema, organizou-se os resultados, inicialmente, em dois grupos maiores: região de escoamento monofásico (baixos fluxos de calor, abaixo do ONB); e região de escoamento bifásico (após os ONB) de cada teste. Além disso, cada tabela apresenta um subgrupo comparativo em relação aos efeitos da área total de troca térmica (em relação a S1), da altura das microaletas (para um mesmo arranjo) e do arranjo das mesmas (alinhado e escalonado, para mesma altura das microaletas).

i. REGIÃO DE ESCOAMENTO MONOFÁSICO

Tabela 39 - Efeito da área total de troca térmica (em relação a S1) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento monofásico

Em relação a S1 (efeito da A_T)	Região <u>Monofásica</u>		Ganho CTC (%)	Aumento na perda de carga (%)	
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200	S2	+44,1 %	+30 %	
		S3	+121,2 %	+61,5 %	
		S4	+65,9 %	+85,6 %	
	G1000	S2	+40 %	+34,3 %	
		S3	+123,6 %	+82,9 %	
		S4	+69,5 %	+96 %	
	G800	S2	+37,5 %	+16,9 %	
		S3	+129,3 %	+59,9 %	
		S4	+76,6 %	+67,8 %	
	$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200	S2	+80,3 %	+32,9 %
			S3	+125,5 %	+75,6 %
S4			+104,9 %	+108,8 %	

	G1000	S2	+114,3 %	+52,1 %
		S3	+144,1 %	+92,5 %
		S4	+127,1 %	+142,6 %

Tabela 40 - Efeito do arranjo das microaletas (S3 em relação a S2) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento monofásico

S3 em relação a S2 (efeito do arranjo)	Região <u>Monofásica</u>		Ganho CTC (%)	Aumento na perda de carga (%)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$	G1200	S3	+53,5 %	+24,2 %
	G1000	S3	+59,7 %	+36,2 5
	G800	S3	+66,7 %	+36,8 %
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$	G1200	S3	+25,1 %	+32,2 %
	G1000	S3	+13,9 %	+26,6 %
	G800	S3	+41,4 %	+69,5 %

Tabela 41 - Efeito da altura das microaletas (S3 em relação a S4) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento monofásico

S3 em relação a S4 (efeito da altura)	Região <u>Monofásica</u>		Ganho CTC (%)	Aumento na perda de carga (%)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$	G1200	S3	+33,3 %	-13 %
	G1000	S3	+31,9 %	-6,7 %
	G800	S3	+29,9 %	-4,7 %
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$	G1200	S3	+10,1 %	-15,9 %
	G1000	S3	+7,5 %	-20,6 %
	G800	S3	+5,5 %	-27,9 %

ii. REGIÃO ESCOAMENTO BIFÁSICO

Tabela 42 - Efeito da área total de troca térmica (em relação a S1) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento bifásico

Em relação a S1 (efeito da A_T)	Região <u>Bifásica</u>		Ganho CTC (%)	Aumento na perda de carga (%)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$	G1200	S2	-3,6 %	+14,1 %
		S3	+31 %	-3,2 %
		S4	+12,3 %	+45,3 %
	G1000	S2	+19,9 %	+21 %
		S3	+55,7 %	+24,7 %
		S4	+40,2 %	+63,6 %
	G800	S2	+15,9 %	-7 %
		S3	+54,9 %	+2,9 %
		S4	+55,7 %	+80,1 %
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$	G1200	S2	+29,6 %	-19,6 %
		S3	+49,1 %	+17 %
		S4	+59,7 %	+77,1 %
	G1000	S2	+24,6 %	-5 %
		S3	+40,5 %	-3,3 %
		S4	+70,6 %	+92,6 %

Tabela 43 - Efeito do arranjo das microaletas (S3 em relação a S2) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento bifásico

S3 em relação a S2 (efeito do ar- ranjo)	Região <u>Bifásica</u>		Ganho CTC (%)	Aumento na perda de carga (%)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$	G1200	S3	+35,9 %	-15,2 %
	G1000	S3	+29,9 %	+3 %
	G800	S3	+33,6 %	+10,6 %
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$	G1200	S3	+15 %	+45,5 %
	G1000	S3	+12,8 %	+1,8 %
	G800	S3	+15,7 %	+31 %

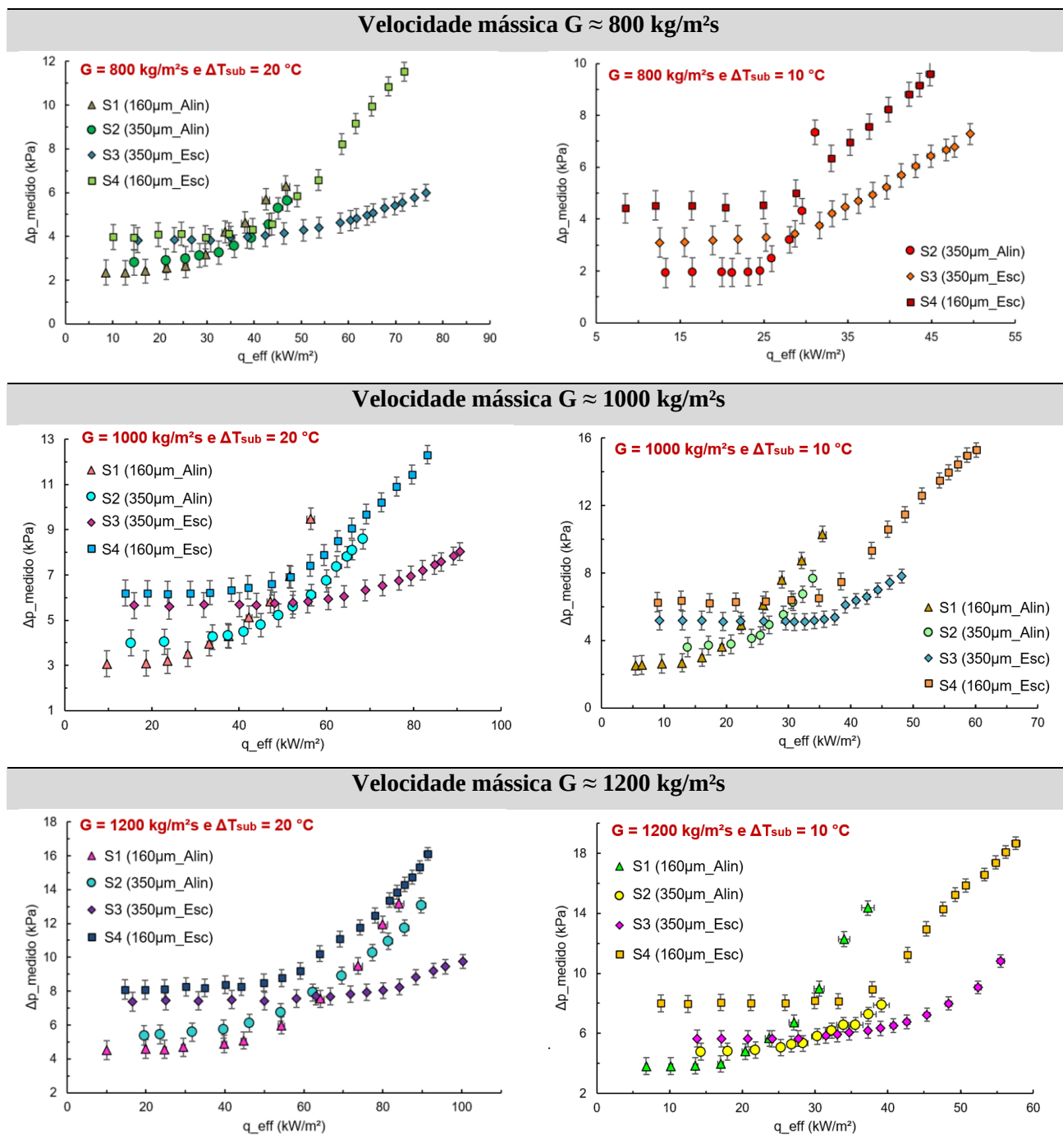
Tabela 44 - Efeito da altura das microaletas (S3 em relação a S4) sobre o CTC e Δp , para região em escoamento bifásico

S3 em relação a S4 (efeito da altura)	Região <u>Bifásica</u>		Ganho CTC (%)	Aumento na perda de carga (%)
$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$	G1200	S3	+16,7 %	-33,4 %
	G1000	S3	+11,1 %	-23,8 %
	G800	S3	-0,5 %	-42,9 %
$\Delta T_{\text{sub}} = 10^{\circ}\text{C}$	G1200	S3	-6,6 %	-34 %
	G1000	S3	-17,6 %	-49,8 %
	G800	S3	+5,5 %	-29,9 %

APÊNDICE B – CURVAS COMPARATIVAS DO EFEITO DA GEOMETRIA SOBRE O Δp_{medido} COM AMOSTRA S4

A Figura 78 apresenta as curvas comparativas do desempenho fluidodinâmico, considerando as quatro amostras testadas no presente trabalho.

Figura 78 - Efeito da geometria da superfície sobre a perda de pressão, para diferentes condições testadas



Fonte: Elaboração da própria autora.

Como comentado na seção principal, houveram algumas possíveis interferências na perda de pressão dos testes com a amostra S4. Primeiro, em relação a fabricação da amostra S4, devido ao desgaste da ferramenta (uma vez que ela foi a última amostra a ser fabricada). Além disso, nos testes da amostra já havia *know-how* suficiente para saber como configurar a bancada com objetivo de obter mais pontos no regime bifásico, ‘forçando-se’ mais a bomba para que pudesse resistir ao bloqueio causado pela presença dos bolsões de vapor. Porém, tais aspectos resultaram em patamares para a perda de pressão muito mais elevados, mesmo quando comparados as amostras com maior altura de microaletas, como a S3, mesmo no regime monofásico.

Mesmo com essa inconsistência, em termos qualitativos, os resultados foram condizentes com o esperado para a amostra S4, e por esse motivo, decidiu-se trazer à discussão os resultados completos como complemento das discussões já feitas.

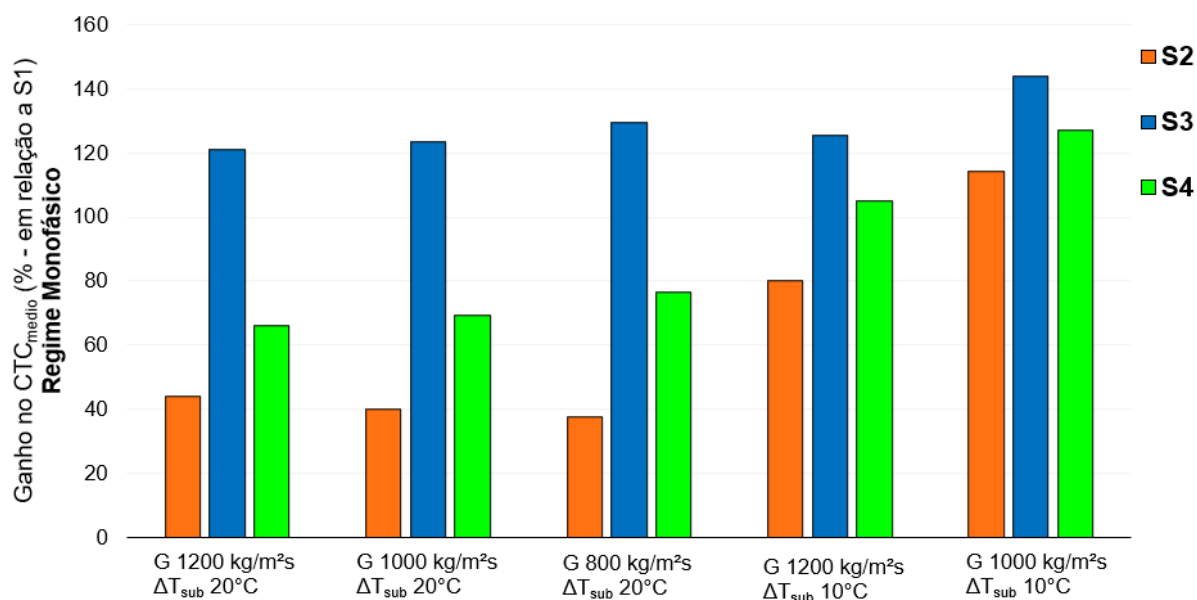
Independente do subresfriamento, os resultados da amostra S4 apresentam o mesmo comportamento das outras amostras onde, após o ONB, a perda de pressão aumenta exponencialmente. Além disso, no subresfriamento de 10 °C, os resultados da S4 ficaram claramente intermediários entre a amostra S1 (mesmo H que S4) e amostra S3 (mesmo arranjo escalonado). Na região de escoamento monofásico, vê-se uma perda de pressão maior comparada as amostras alinhadas. Porém, após o ONB, apesar do aumento significativo da perda de pressão, o escoamento não apresentou as instabilidades características das amostras alinhadas, e a geometria da amostra S4 permitiu que os testes fossem conduzidos até valores de fluxo de calor tão altos como os testados na amostra S3 que, até então, era a que havia apresentado melhor estabilidade fluidodinâmica durante a ebulição convectiva. Ao analisar-se as mesmas faixas de fluxo de calor para frações de vazio mais elevadas, vê-se que a amostra S4 fica exatamente no meio, entre o desempenho da amostra S1 e da amostra S3, mesmo quantitativamente, que era o esperado.

Para o maior subresfriamento, tem-se o mesmo comportamento discutido anteriormente, com uma tendência de estar mais próxima do desempenho da amostra S1 para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, uma vez que, para maior subresfriamento e velocidade mássica, os benefícios do arranjo escalonado não se tornam tão evidentes.

As Figuras 79 a 82 trazem, como complemento da Seção 4.2.4, as comparações do CTC e perda de pressão das amostras S2, S3 e S4, em relação a amostra S1, considerando a média dos parâmetros separadamente em regime de escoamento monofásico e bifásico. Como esperado, no regime monofásico (Figura 79), há influência da área de contato do fluido com a superfície aquecida, mas a maior influência foi do arranjo escalonado, que permite uma renovação

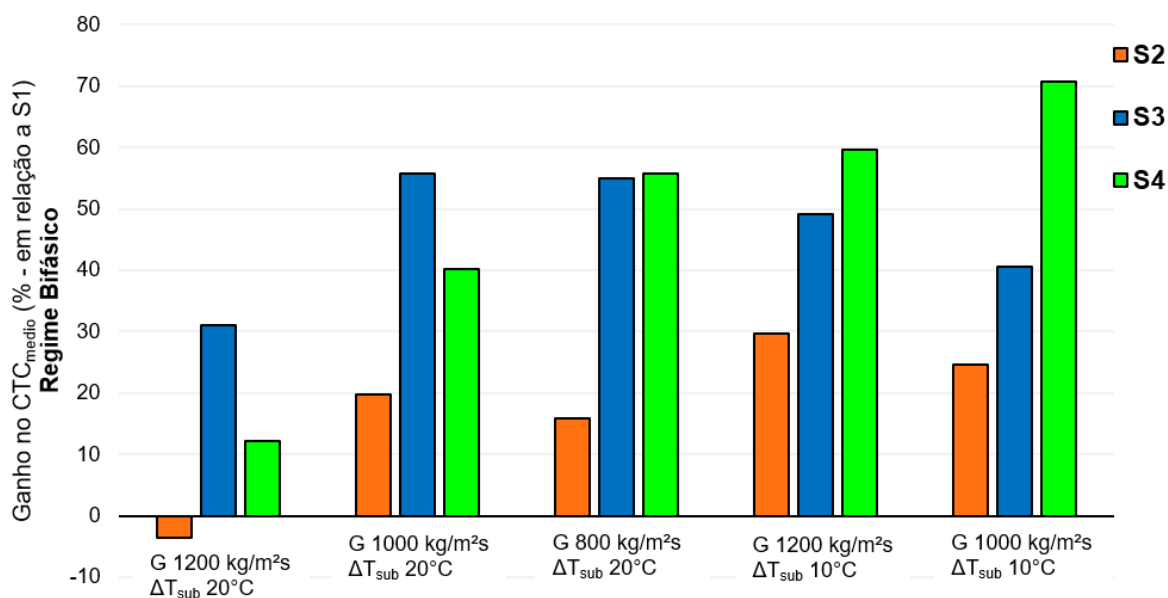
constante da camada limite térmica, promovendo ganho no CTC máximo para a amostra S3, que combina os dois efeitos.

Figura 79 - Comparação do desempenho térmico, em relação a amostra S1, para escoamento em regime monofásico



Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 80 - Comparação do desempenho térmico, em relação a amostra S1, para escoamento em regime bifásico



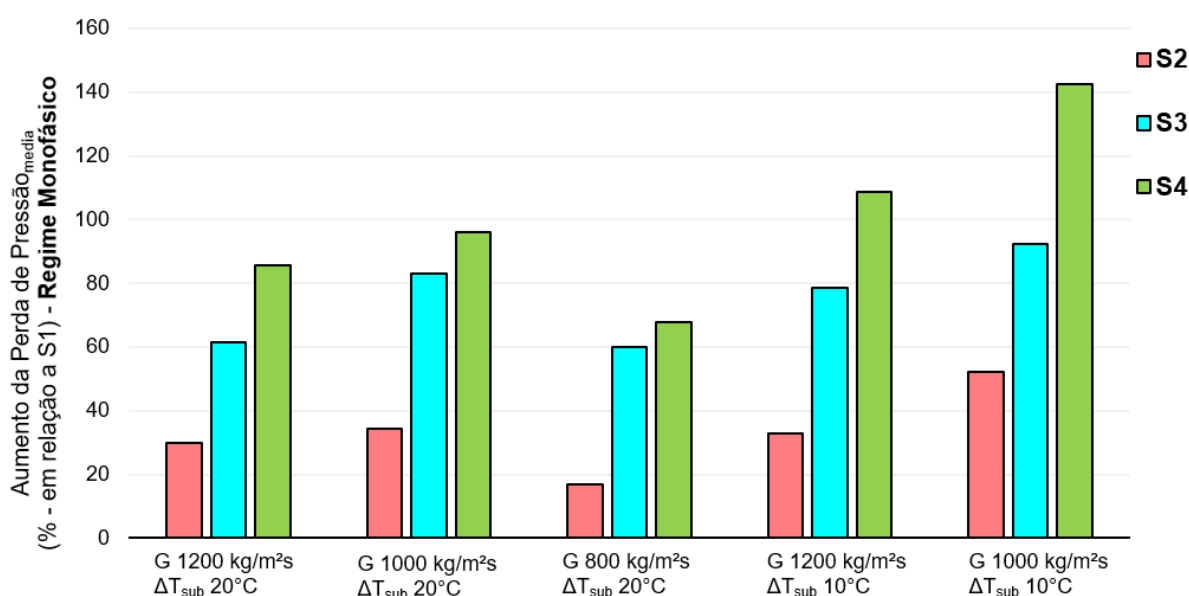
Fonte: Elaboração da própria autora.

Porém, para a região bifásica, a amostra S4 tem vantagem no desempenho térmico, principalmente em velocidades mássicas mais baixas e/ou menor subresfriamento, devido a

superposição do efeito do confinamento e consequente evaporação do filme líquido em contato com a superfície, fazendo com que seu ganho no CTC, em relação a S1, supere até mesmo a amostra S3.

Em relação ao desempenho fluidodinâmico no regime de escoamento monofásico (Figura 81), observa-se que a amostra S4 apresenta aumento na perda de pressão média monofásica mais elevados para todos os testes. Isso se deve a soma dos efeitos de aumento de vazão mássica e escoamento forçado turbulento devido ao arranjo escalonado das microaletas.

Figura 81 - Comparação do desempenho fluidodinâmico, em relação a amostra S1, para escoamento em regime monofásico



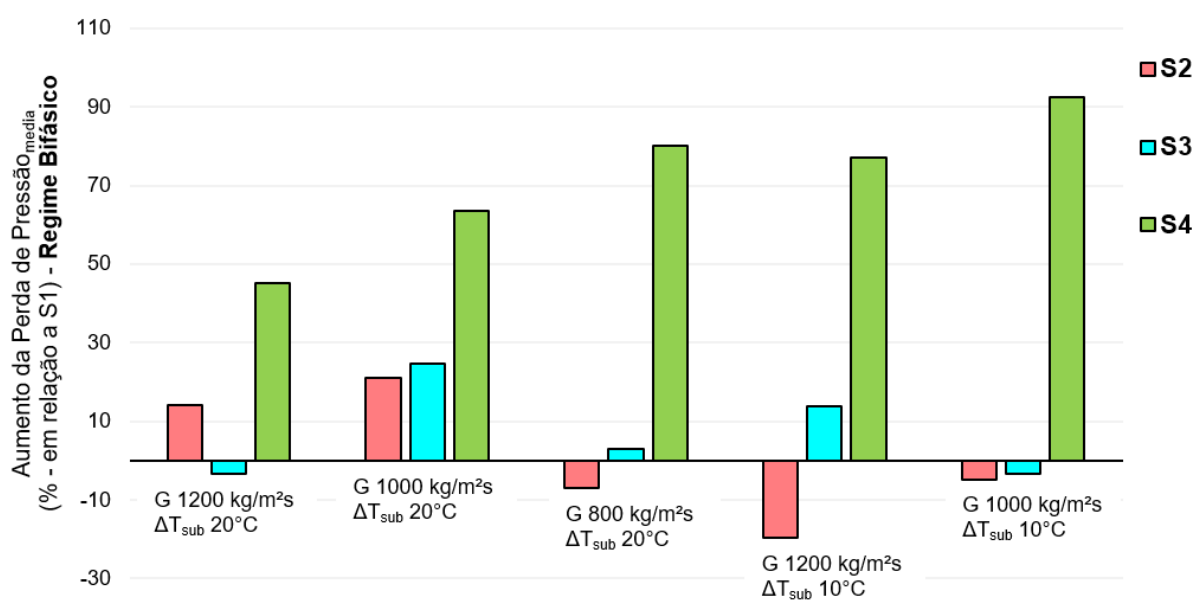
Fonte: Elaboração da própria autora.

Quando analisa-se os resultados do desempenho fluidodinâmico comparativo das amostras em relação a S1, para o regime de escoamento bifásico, na Figura 82, vê-se que, em muitos casos, outras amostras apresentam perda de pressão menor do que aquela obtida para a amostra S1, com destaque especial para a amostra S3; mesmo apresentando maior perda de pressão no regime monofásico, para o bifásico, a S3 apresentou estabilidade mesmo para altos valores de fração de vazio, e redução dos efeitos de arraste (atrito entre as fases) por dificultar a formação de bolhas coalescidas, como ocorre facilmente nas amostras alinhadas.

Na Figura 82, o gráfico montado apenas com base na média dos valores para perda de pressão no regime bifásico pode levar ao equívoco de achar que a perda de pressão na amostra S4 é muito maior que na amostra S1. Se analisar os dados da Figura 78, e comparar os valores do Δp_{medido} das amostras S1 e S4, para um mesmo fluxo de calor, vê-se que o desempenho fluidodinâmico da S4 é melhor que da S1. Como os testes com a S4 foram até fluxos de calor

muito mais elevados quando comparados a S1, a média dos valores da perda de pressão no regime bifásico acaba sendo muito maior para S4, passando essa falsa impressão que o desempenho fluidodinâmico dela é o pior dentre todas as amostras. O mesmo pode ser dito sobre a comparação de S3 com S2, uma vez que os testes bifásicos com a amostra S2 foram até valores limites de fluxo de calor muito menores, quando comparados às amostras S3 e S4.

Figura 82 - Comparação do desempenho fluidodinâmico, em relação a amostra S1, para escoamento em regime bifásico

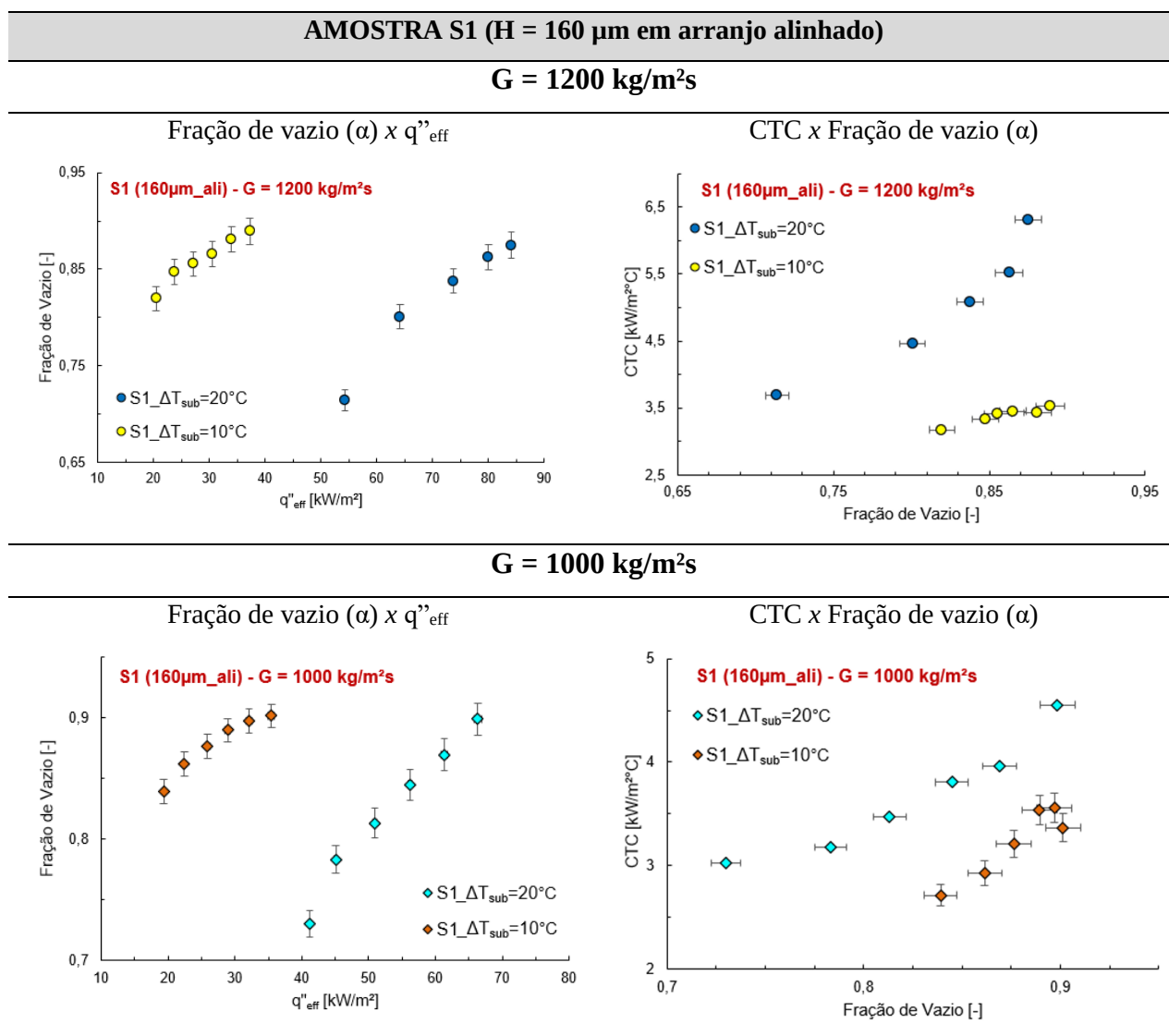


Fonte: Elaboração da própria autora.

APÊNDICE C – GRÁFICOS DA INFLUÊNCIA DA FRAÇÃO DE VAZIO SOBRE O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

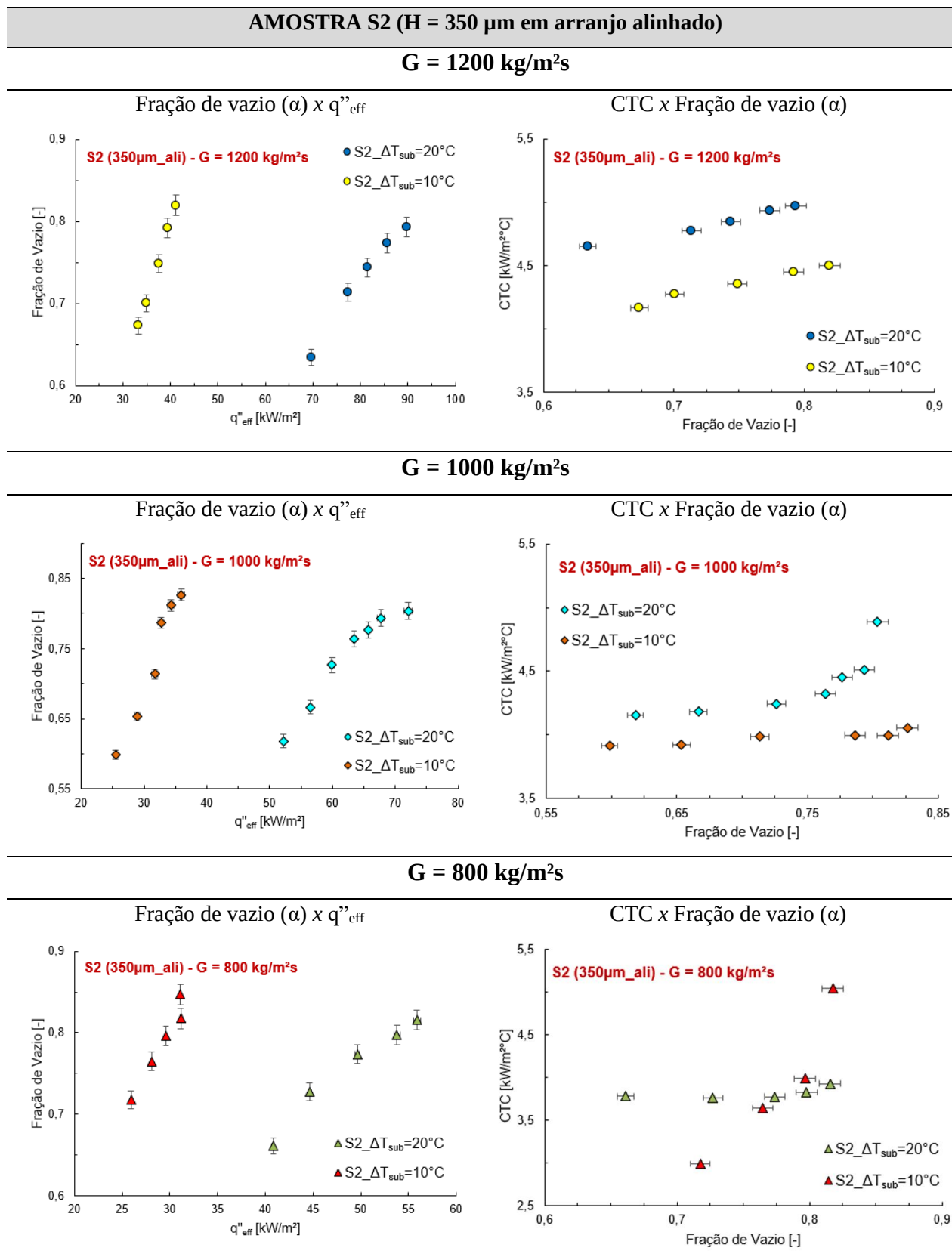
Nessa Seção são apresentadas as curvas comparativas envolvendo análises do desempenho térmico (CTC) em função da fração de vazio (α), que não foram apresentadas no texto principal, devido ao grande volume de dados e a redundância nas discussões, com relação ao que já havia sido apresentado.

Figura 83 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os ΔT_{sub} , para diferentes G's - Amostra S1



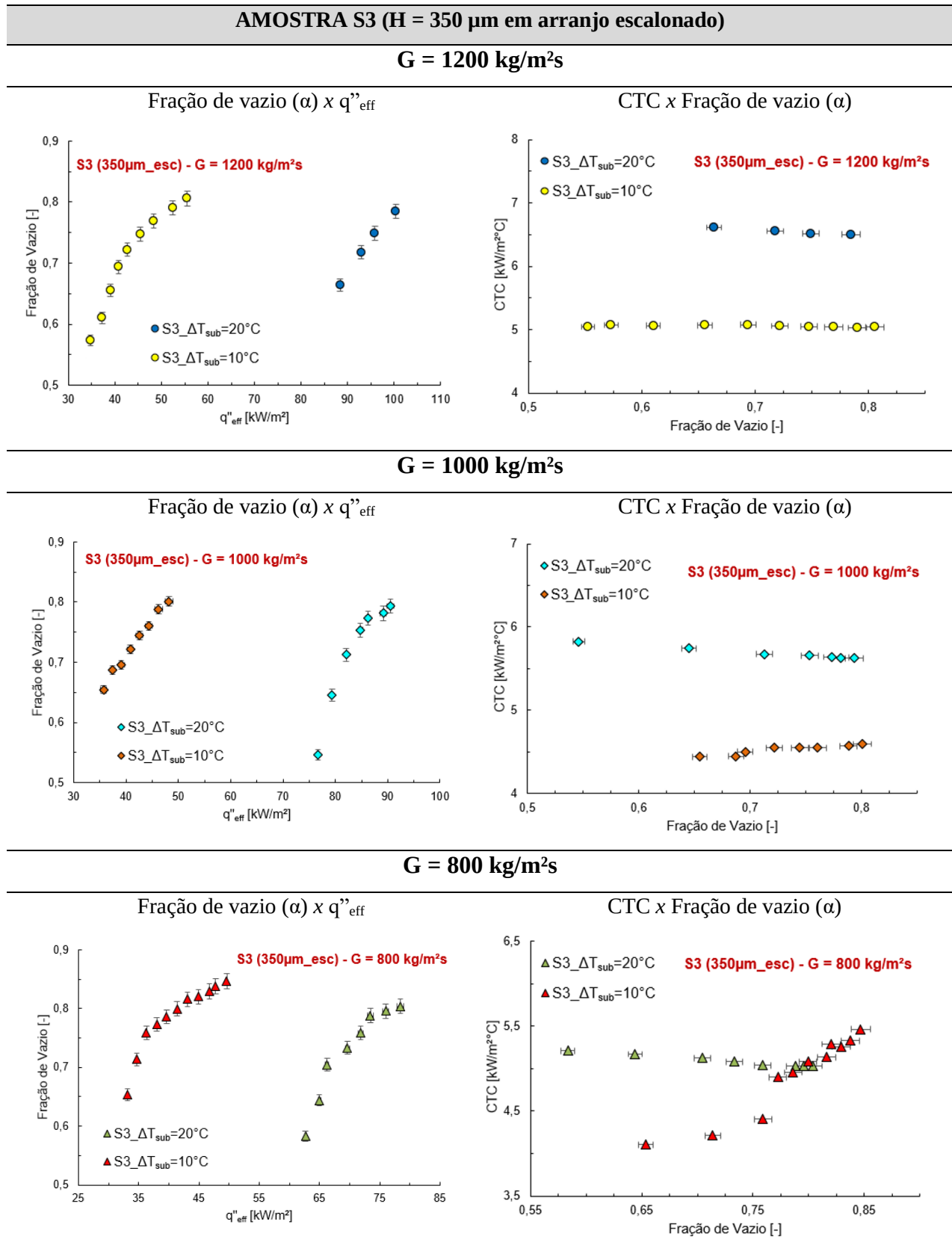
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 84 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os ΔT_{sub} , para diferentes G's - Amostra S2



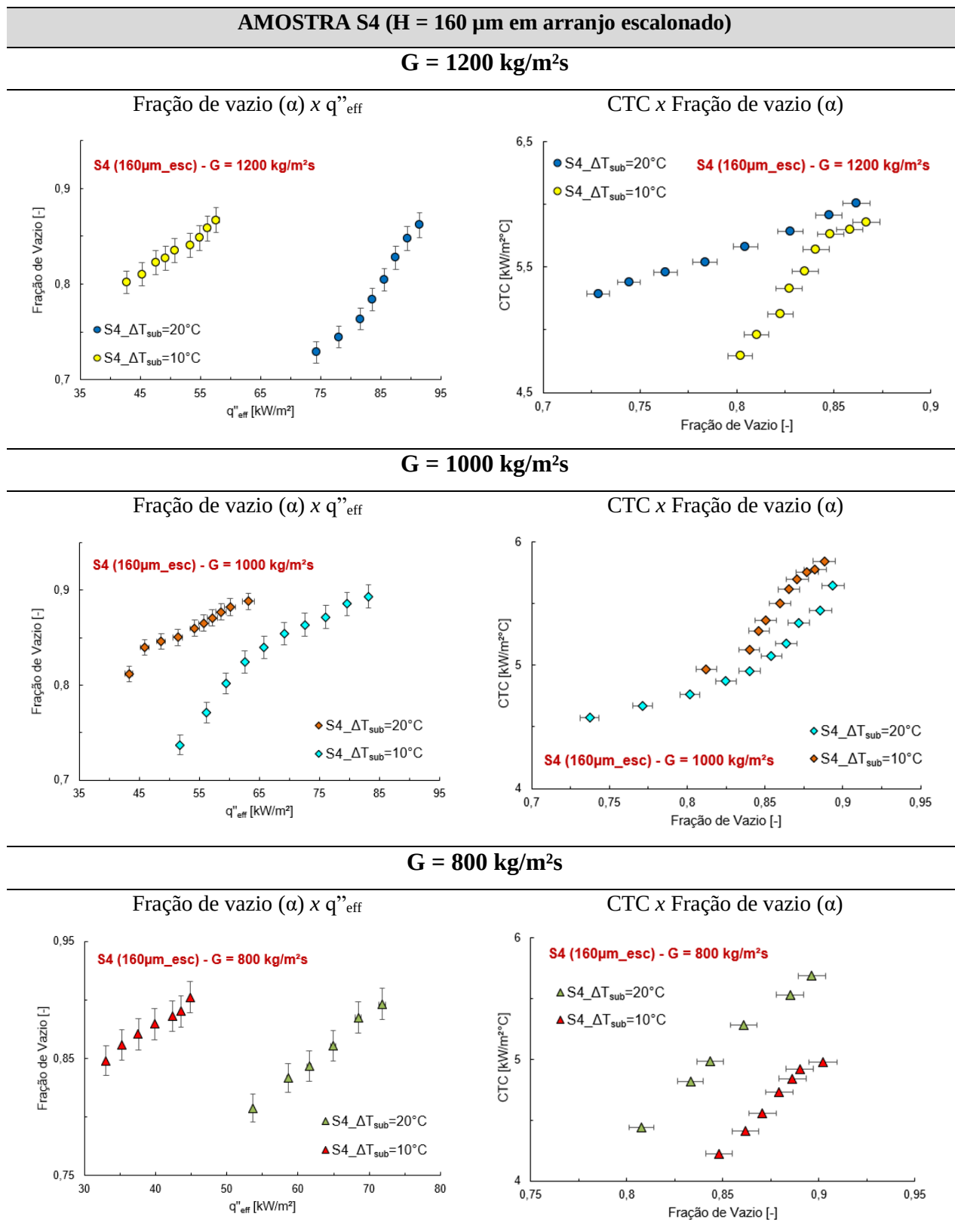
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 85 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os ΔT_{sub} , para diferentes G 's - Amostra S3



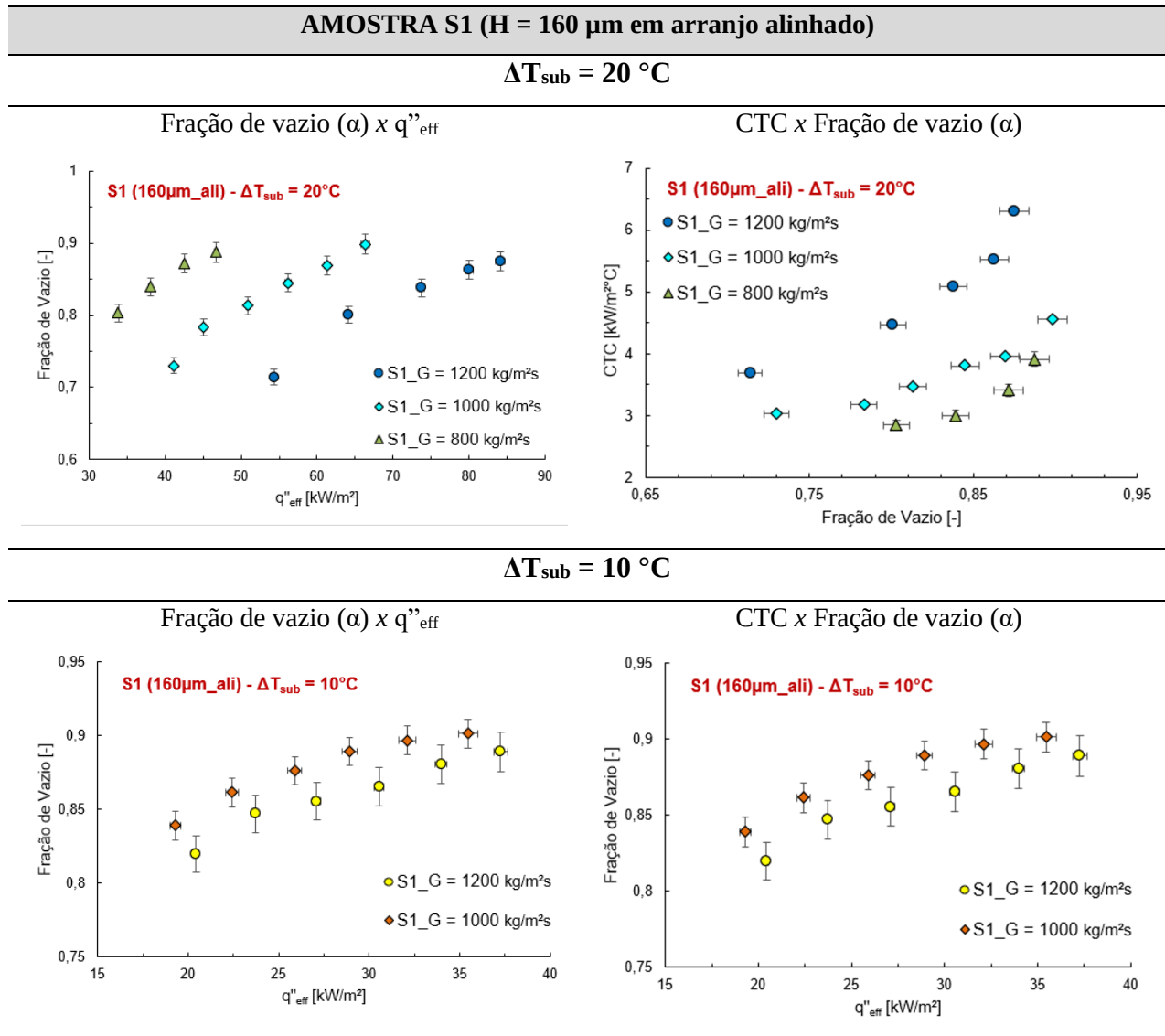
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 86 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os ΔT_{sub} , para diferentes G's - Amostra S4



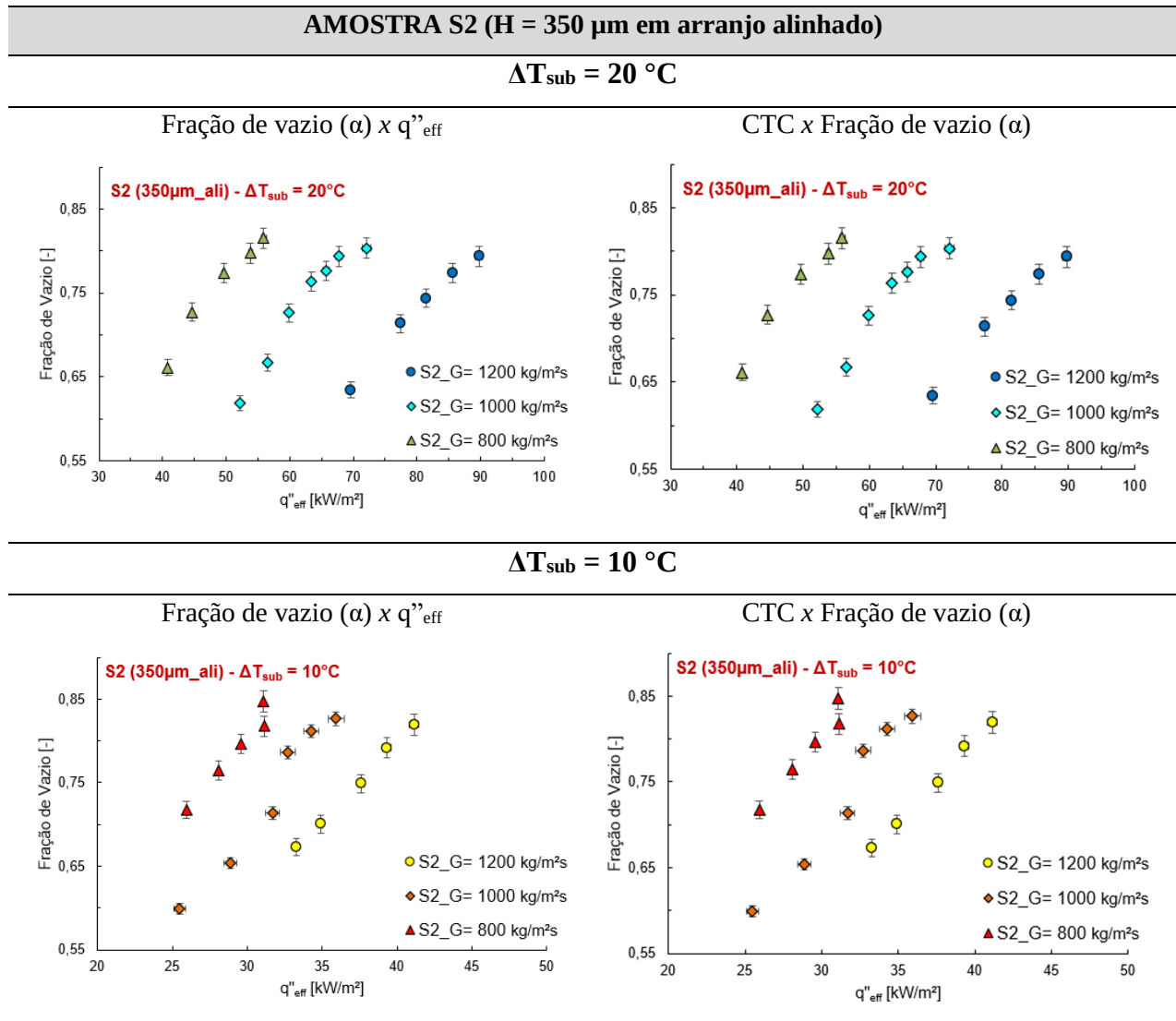
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 87 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os G's, para diferentes ΔT_{sub} - Amostra S1



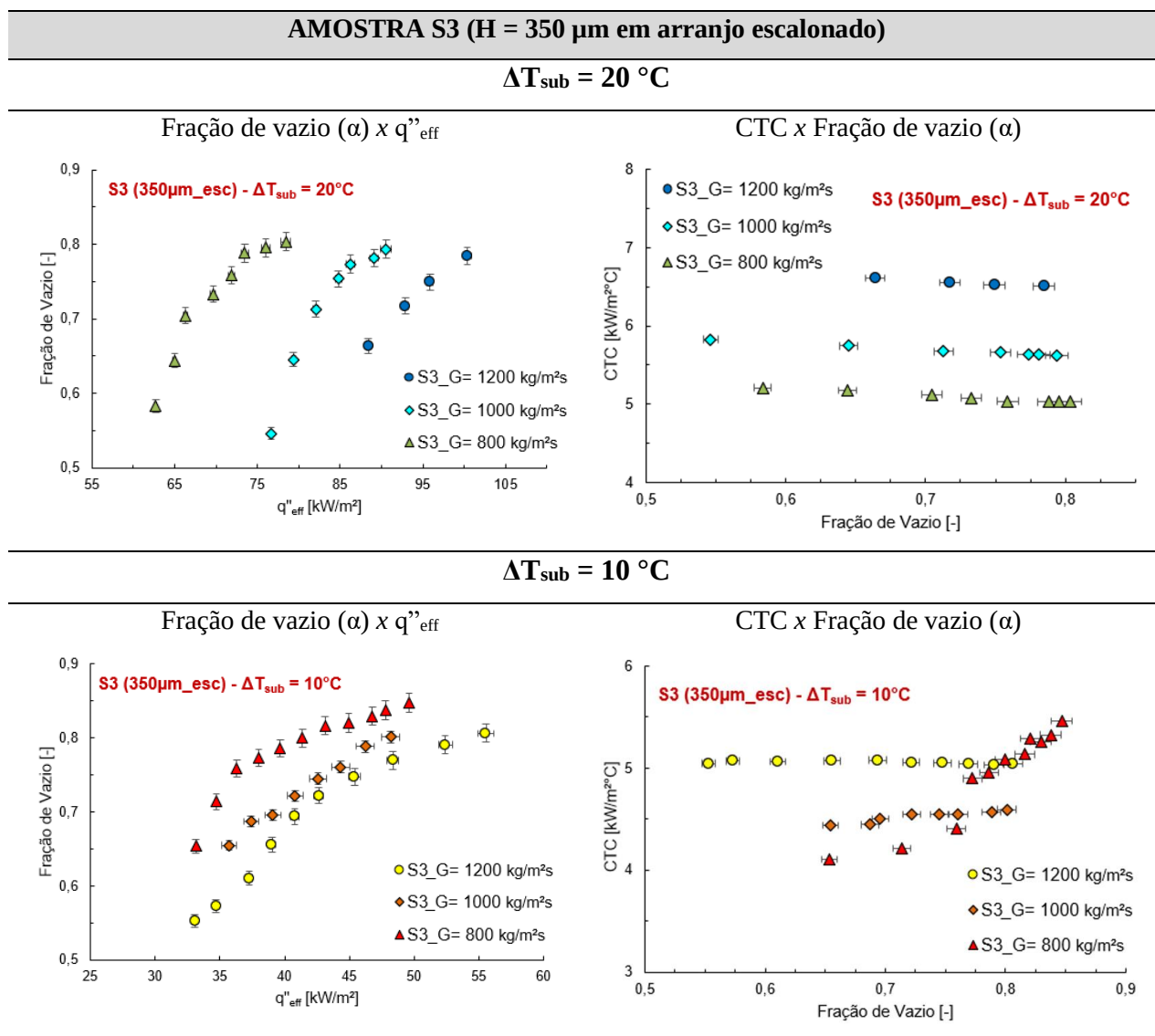
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 88 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os G's, para diferentes ΔT_{sub} - Amostra S2



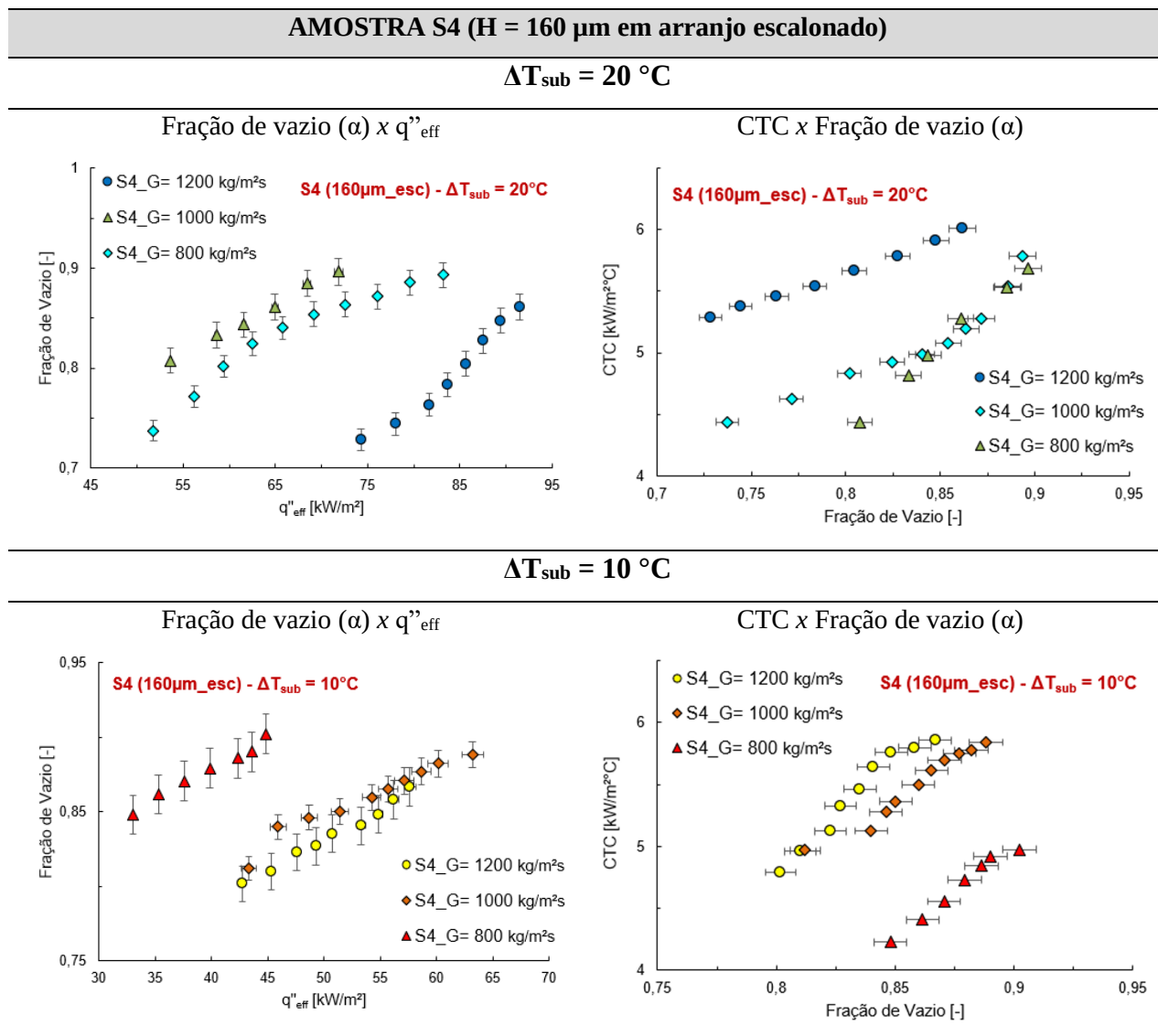
Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 89 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os G's, para diferentes ΔT_{sub} - Amostra S3



Fonte: Elaboração da própria autora.

Figura 90 - CTC em função da fração de vazio, comparando-se os G's, para diferentes ΔT_{sub} - Amostra S4



Fonte: Elaboração da própria autora.

APÊNDICE D – EQUACIONAMENTO EM PYTHON PARA TRATAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

D.1 - TRATAMENTO DE DADOS – TESTES MONOFÁSICOS (VALIDAÇÃO)

Bibliotecas importadas

```
import numpy as np
import pandas as pd
import matplotlib.pyplot as plt
from matplotlib.ticker import MaxNLocator
```

Insira os valores referentes aos nomes dos arquivos

```
data_dos_testes = '21-07-22'
valores_Q = '9'.split()
valores_G = '500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500'.split()
{entrar com os valores dos G's testados, que devem estar constar no nome do arquivo .csv}
q_na_pasta = 30
G_constante = 0      # 1 para G cte e 0 para Q cte
```

if G_constante==0: # aqui só aparece para Q constante

```
    n_de_arquivos = len(valores_G)
    nome_comparacao = []
    nome_diretorio = []
    i=0
    for item in valores_G:
        nome_diretorio.append('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/'+'Q'+valores_Q[0]+'-G'+item+'.csv')
        nome_comparacao.append('G'+item)
```

if G_constante==1: # aqui só aparece para G constante

```
    n_de_arquivos = len(valores_Q)
    nome_comparacao = []
    nome_diretorio = []
    i=0
    for item in valores_Q:
        nome_diretorio.append('dados/'+data_dos_testes+'/'+'G'+valores_G[0]+'-'+'Q'+item+'.csv')
        nome_comparacao.append('Q'+item)
```

```
i=0
```

```
for i in range(n_de_arquivos):
```

```
print(nome_diretorio[i])
```

Criando uma pasta chamada gráficos

```
import os
path = 'dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'graficos/'
try:
    os.mkdir(path)
except OSError:
    print ("Não foi possível criar uma pasta no caminho: %s" % path)
else:
    print ("A pasta foi criada com sucesso no caminho: %s % path)
```

```
dataframe=[]
```

```
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    dataframe.append(pd.read_csv(nome_diretorio[i], sep = "\t", decimal = ",", encoding='utf-16', skiprows=28))
```

#Iniciando as variáveis

```
dados_T_ref = []
dados_Vazao = []
dados_Tensao_pre_aq = []
dados_Pe = []
dados_Ps = []
dados_Tensao_resist = []
dados_T_A = []
dados_T_B = []
dados_T_C = []
dados_Te = []
dados_Ts = []
dados_T1a = []
dados_T1b = []
dados_T1c = []
dados_T2 = []
dados_T3 = []
```

```
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    dados_T_ref.append( dataframe[i]['101 <T_ref> (C)'] )
    dados_Vazao.append( dataframe[i]['202 <Vazão>'] )
    dados_Tensao_pre_aq.append( dataframe[i]['203 <Tensão_Pré Aq> (VDC)'] )
```

```

dados_Pe.append( dataframe[i]['205 <Pe>'] )
dados_Ps.append( dataframe[i]['206 <Ps>'] )
dados_Tensao_resist.append( dataframe[i]['208 <Tensão_Resist> (VDC)'] )
dados_T_A.append( dataframe[i]['901 <T_A> (C)'] )
dados_T_B.append( dataframe[i]['902 <T_B> (C)'] )
dados_T_C.append( dataframe[i]['903 <T_C> (C)'] )
dados_Te.append( dataframe[i]['105 <Te> (C)'] )
dados_Ts.append( dataframe[i]['106 <Ts> (C)'] )
dados_T1a.append( dataframe[i]['107 <T1a> (C)'] )
dados_T1b.append( dataframe[i]['108 <T1b> (C)'] )
dados_T1c.append( dataframe[i]['109 <T1c> (C)'] )
dados_T2.append( dataframe[i]['110 <T2> (C)'] )
dados_T3.append( dataframe[i]['111 <T3> (C)'] )

```

#Verificando o tamanho da tabela, para saber quantos dados tem até o final

```

linhas=[]
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    linhas.append((dataframe[i].shape)[0])

```

#Calculando a média dos últimos valores

#Iniciando as variáveis

```

T_ref = []
Vazao = []
Tensao_pre_aq = []
Pe = []
Ps = []
Tensao_resist = []
T_A = []
T_B = []
T_C = []
Te = []
Ts = []
T1a = []
T1b = []
T1c = []
T2 = []
T3 = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    T_ref.append( np.mean( dados_T_ref[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) )

```

```

Vazao.append(( np.mean( dados_Vazao[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] )/3600 ) )
Tensao_pre_aq.append( np.mean( dados_Tensao_pre_aq[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
Pe.append( np.mean( dados_Pe[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
Ps.append( np.mean( dados_Ps[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
Tensao_resist.append( np.mean( dados_Tensao_resist[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
T_A.append( np.mean( dados_T_A[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
T_B.append( np.mean( dados_T_B[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
T_C.append( np.mean( dados_T_C[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
Te.append( np.mean( dados_Te[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
Ts.append( np.mean( dados_Ts[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
T1a.append( np.mean( dados_T1a[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
T1b.append( np.mean( dados_T1b[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
T1c.append( np.mean( dados_T1c[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
T2.append( np.mean( dados_T2[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )
T3.append( np.mean( dados_T3[i][(linhas[i]-100):linhas[i]] ) ) )

```

{ DIMENSÕES DA AMOSTRA }

```

D = 300*10**(-6)
W_fin = 430*10**(-6) # apenas para amostras com arranjo escalonado
S = 250*10**(-6)
H = 160*10**(-6) # entrar com o valor de H da amostra analisada
S_T = 800*10**(-6) # entrar com o valor de medido de ST da amostra analisada
S_L = 800*10**(-6) # entrar com o valor de medido de SL da amostra analisada
W = 15*10**(-3)
L = 20*10**(-3)
seno = (2**((0.5)))/2 # apenas para amostras com arranjo escalonado

#Numero de pilares
N = (26+26)*18 # entrar com número de fileiras * número de linhas

```

#Diametro hidráulico do canal (em relação aos canais)

```

Dc_Liu = (2*H*(S/seno))/(H+(S/seno)) # Liu
Dc = (2*(S*H))/(S+H) # Tullius

```

#Diametro hidráulico aleta (em relação as aletas (parte térmica))

```
Df = D
```

```

print('[um] Dc =',Dc*10**6)
print('[um] Dc_Liu =',Dc_Liu*10**6)
print('[um] Df =',Df*10**6)

```

{ PERDAS TÉRMICAS }

```
R = 152 #Inserir valor da resistência em ohms
```

```

Q_in = []
cp = []
Q_fluido = []
Q_loss = []
percent_perdas = []

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Q_in.append( (Tensao_resist[i]**2)/R )
    cp.append( 2*((Ts[i]+Te[i])/2)+1133 )
    Q_fluido.append( Vazao[i]*cp[i]*(Ts[i]-Te[i]) )
    Q_loss.append( Q_in[i]-Q_fluido[i] )
    percent_perdas.append( Q_loss[i]*100/Q_in[i] )

```

{ COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR, CTC }

```

L1p=7.494*10**(-3)      #[mm] entrar com a distância entre o termopar 1 e a superfície
L2p=13.174*10**(-3)    #[mm] entrar com a distância entre o termopar 2 e a superfície
L3p=19.174*10**(-3)    #[mm] entrar com a distância entre o termopar 2 e a superfície
Lp=0                    #[mm]

```

```

Tp = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Tp.append( ((T1b[i]+T2[i]+T3[i])*(L1p**2+L2p**2+L3p**2)-(L1p+L2p+L3p)*
                ((L1p*T1b[i])+(L2p*T2[i])+(L3p*T3[i])))/(3*((L1p**2)+(L2p**2)+(L3p**2))-
                ((L1p+L2p+L3p)**2)) )

```

{ CRIANDO O GRÁFICO DO PERFIL LINEAR DE TEMPERATURA }

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(8, 8))

```

```

cores=["red","yellow","green","aqua","magenta","blue","gray","coral","darkviolet","de-
eppink","chartreuse","skyblue","aquamarine","darkred"]

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    plt.plot(Lp*10**3,Tp[i],"o", color=cores[i], label=nome_comparacao[i])
    plt.plot(L1p*10**3,T1b[i],"o", color=cores[i])
    plt.plot(L2p*10**3,T2[i],"o", color=cores[i])
    plt.plot(L3p*10**3,T3[i],"o", color=cores[i])

```

legend position

```

plt.title("T_cobre x L [mm]")
plt.xlabel("L [mm]")

```

```
plt.ylabel('T_cobre [°C]')
```

```
ax.set_xlim(-1,L3p*10**3*1.1)           #define os limites (0 à L3p em mm)
ax.set_xticks(np.arange(0, L3p*10**3*1.1, 2)) #define os "major ticks" no intervalo (0 à 10 de 1
em 1 até 10) nesse caso ele exclui o ultimo, então deixo sempre maior (ex.: 10.1)
ax.set_xticks(np.arange(0, L3p*10**3*1.1, 2), minor=True) #define os "minor ticks"
ax.legend(bbox_to_anchor=(1.05, 1), loc=2, borderaxespad=0.)
```

Salvando o gráfico

```
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/graficos/perfil_Tp_linear.png')
plt.show()
```

Temperatura média do fluido

```
T_fluido = []
```

```
i=0
```

```
for i in range(n_de_arquivos):
```

```
    T_fluido.append( (Ts[i]+Te[i])/2 )
```

{ CÁLCULO DA TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE POR FOURIER }

```
L13=11.68*10**(-3)           #Inserir valor [m] (distância do termopar 1 até o 3)
L12=5.68*10**(-3)           #Inserir valor [m] (distância do termopar 1 até o 2)
L23=6.00*10**(-3)           #Inserir valor [m] (distância do termopar 2 até o 3)
L1p=7.494*10**(-3)          #Inserir valor [m] (distância do termopar 1 até a superfície)
A_p = L*W                    #Area projetada - footprint
```

```
q_foot = []
```

```
k_cu = []
```

```
q_13 = []
```

```
q_12 = []
```

```
q_23 = []
```

```
q_fourrier = []
```

```
Q_fluido_fourrier = []
```

```
Tw = []
```

```
T_med = []
```

```
i=0
```

```
for i in range(n_de_arquivos):
```

```
    q_foot.append( (Q_fluido[i])/A_p )
```

```
    k_cu.append( 425-0.08*(T3[i]+273)+2.625*10**(-10)*(T3[i]+273)**2 )
```

```
    q_13.append( k_cu[i]*(T3[i]-T1b[i])/L13 )
```

```
    q_12.append( k_cu[i]*(T2[i]-T1b[i])/L12 )
```

```

q_23.append( k_cu[i]*(T3[i]-T2[i])/L23 )
q_fourrier.append( (q_13[i]+q_12[i]+q_23[i])/3 )
Q_fluido_fourrier.append( q_fourrier[i]*(W*L) )
Tw.append( T1b[i]-(q_fourrier[i]*L1p)/k_cu[i] )
T_med.append( (T1a[i]+T1b[i]+T1c[i])/3 )

```

Perdas térmicas por Fourier

```

Q_loss_F = []
perdas_f = []
perdas = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Q_loss_F.append( Q_in[i]-Q_fluido_fourrier[i] )
    perdas_f.append( (Q_loss_F[i]*100)/Q_in[i] )
    perdas.append( (Q_loss[i]*100)/Q_in[i] )

```

{ CÁLCULOS DOS PARÂMETROS DE ALETA; CTC CALCULADO PELO RESFRIAMENTO DE NEWTON }

```

P_ma = 4*D          # Perímetro da microaleta
A_c = D*D           # Área da seção transversal da microaleta

```

```

q_med = []
h_med = []
m = []
eta = []
A_t = []
q_eff = []
q_eff2 = []
h_eff = []
h_eff2 = []

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    q_med.append( (q_foot[i])*0.381 )
    h_med.append( (q_med[i])/(Tp[i]-T_fluido[i]) )
    m.append( ((h_med[i]*P_ma)/(k_cu[i]*A_c))**(0.5) )
    eta.append( np.tanh(m[i]*H)/(m[i]*H) )
    A_t.append( (A_p - N*A_c) + eta[i]*N*P_ma*H )
    q_eff.append( (Q_fluido[i])/A_t[i] )
    q_eff2.append( q_eff[i]/1000 )
    h_eff.append( (q_eff[i])*0.48/(Tp[i]-T_fluido[i]) ) # ajuste para h_med e h_eff convergirem

```

```
h_eff2.append( h_eff[i]/1000 )
```

{ CÁLCULO DA VELOCIDADE MÁSSICA, G }

```
A_min = W*H*(1-(W_fin/S_T))      # Wei Wan – para arranjo escalonado
```

```
G = []
```

```
i=0
```

```
for i in range(n_de_arquivos):
```

```
    G.append(Vazao[i]/A_min)
```

{ CÁLCULO DO NÚMERO DE REYNOLDS }

```
#Reynolds para os microcanais - Re_c (parte hidrodinâmica)
```

```
mi_fluido = [] # viscosidade dinâmica do fluido avaliado na temperatura média
```

```
mi_w = []      # viscosidade dinâmica do fluido avaliado na temperatura da parede
```

```
Re_c = []
```

```
i=0
```

```
for i in range(n_de_arquivos):
```

```
    mi_fluido.append( ((-0.3166)*(T_fluido[i]+273)**2+194.57*(T_fluido[i]+273)-29234)*  
    (10**(-6)) )
```

```
    mi_w.append( ((-0.3166)*(Tp[i]+273)**2+194.57*(Tp[i]+273)-29234)*(10**(-6)) )
```

```
    Re_c.append( (G[i]*Dc)/mi_fluido[i] )
```

```
#Reynolds para as aletas - Re_fin (parte térmica)
```

```
Re_fin = []
```

```
i=0
```

```
for i in range(n_de_arquivos):
```

```
    Re_fin.append( (G[i]*Df)/mi_fluido[i] )
```

NUSSELT

```
k_fluido = [] # condutividade térmica do fluido avaliado na temperatura média
```

```
k_w = []      # condutividade térmica do fluido avaliado na temperatura da parede
```

```
Nu = []
```

```
i=0
```

```
for i in range(n_de_arquivos):
```

```
    k_fluido.append( -0.00019548*T_fluido[i] + 0.073714 )
```

```
    k_w.append( -0.00019548*Tp[i] + 0.073714 )
```

```
    Nu.append( (h_eff[i]*Df)/k_fluido[i] )
```

{ PERDA DE PRESSÃO MEDIDA }

```
delta_T = []      # Diferença entre as temperaturas da superfície e média do fluido
```

```

deltaP_medido = []
deltaP2_medido = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    delta_T.append( Tp[i]-T_fluido[i] )
    deltaP_medido.append( (Pe[i]- Ps[i])*10**3 ) #[Pa]
    deltaP2_medido.append( deltaP_medido[i]/1000 )

# deltaP_contração
Te_K = []
rho_e = []      # massa específica do fluido na temperatura de entrada do escoamento
dp_cont = []

qsi = (S*H)/(S_T*75e-4)      # razão entre área de entrada do microcanal e área de entrada do
# plenum 0,75mm região uniforme
Cc = 1 - ((1-qsi)/(2.08*(1-qsi)+0.5371))
K_cont = (1 - (1/Cc))**2

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Te_K.append( Te[i]+273.15 )
    rho_e.append( 2510.64 - 5.68904*(Te_K[i]) + (1.32655e-2*(Te_K[i]**2)) - (1.80161e-5*
    (Te_K[i]**3)) )
    dp_cont.append( (K_cont+1-(qsi**2))*((G[i]**2)/(2*rho_e[i])) )

# deltaP_Expansão
Ts_K = []
rho_s = []      # massa específica do fluido na temperatura de saída do escoamento
dp_exp = []
K_exp = (1-qsi)**2

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Ts_K.append( Ts[i]+273.15 )
    rho_s.append( 2510.64 - 5.68904*(Ts_K[i]) + (1.32655e-2*(Ts_K[i]**2)) - (1.80161e-5*
    (Ts_K[i]**3)) )
    dp_exp.append( (K_exp+((qsi**2)-1))*((G[i]**2)/(2*rho_s[i])) )

# perda de pressão do dissipador de calor
dP_mpf = []
dP_mpf2 = []

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    dP_mpf.append( deltaP_medido[i] - dp_cont[i] - dp_exp[i] )
    dP_mpf2.append( dP_mpf[i]/1000 )

```

{ PERDA DA VELOCIDADE MÁXIMA DO ESCOAMENTO E FATOR DE ATRITO – APENAS PARA EFEITOS DE CONFERÊNCIA }

```

u_max = []
rho_fluido = []
fan = []
N_y = 51      #número de fileiras de aletas ao longo da direção do escoamento

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    # Densidade do fluido (pela arquivo da 3M)
    rho_fluido.append( 2510.64 - 5.68904*((T_fluido[i])+273.15) + (1.32655*(10**(-2))*
((T_fluido[i]+273.15)**2)) - (1.80161*(10**(-5))*((T_fluido[i]+273.15)**3)) )
    u_max.append( G[i]/rho_fluido[i] )
    fan.append( (deltaP_medido[i]) / ( N_y*(rho_fluido[i]*(u_max[i]**2))/2 ) )

```

CORRELAÇÕES

{ CORRELAÇÕES PARA NUSSELT }

```

Pr = []      #Prandtl do fluido avaliado na T_fluido
Pr_w = []    #Prandtl avaliado na Tp

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Pr.append( (mi_fluido[i]*cp[i])/(k_fluido[i]) )
    Pr_w.append( (mi_w[i]*cp[i])/(k_w[i]) )

```

{ Shah e London 1978 (escoamento em desenvolvimento) }

```

Nu_Shah_London = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    if Re_fin[i]*Pr[i]*(Df/L) > 33.3:
        Nu_Shah_London.append( 1.953*(Re_fin[i]*Pr[i]*(Df/L))**(1/3) )
    else:
        Nu_Shah_London.append( 4.364+0.0722*(Re_fin[i]*Pr[i]*(Df/L)) )

```

Shah e London (escoamento plenamente desenvolvido)

```

alpha = S/H
Nu_Shah_London_desenvolvido = []

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Nu_Shah_London_desenvolvido.append( 8.235*(1-(2.0421*alpha)+(3.0853*(alpha**2))-
(2.4765*(alpha**3))+(1.0578*(alpha**4))-(0.1861*(alpha**5))) )

```

Stephan & Preuber

```

Gz = []
Nu_Stephan_Preuber = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Gz.append( Re_fin[i]*Pr[i]/(L/Df) )
    Nu_Stephan_Preuber.append( 4.364 + ( 0.086*(Gz[i]**(-1))**(-1.33) )/( 1 + (0.1*Pr[i]*
((Re_fin[i]*(Df/L))**0.83)) ) ) )

```

Copeland

```

G_Copeland = (((S/H)**2) + 1)/(((S/H) + 1)**2)
Nu_Copeland = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Nu_Copeland.append( ( (2.22*( Re_fin[i]*Pr[i]*Df/L )**0.33)**3 + (8.31*G_Copeland-
0.02)**3 )**(1/3) )

```

Lee & Qu

```

betha = S/H
Nu_Lee_Qu3 = 8.235*(1 - (1.883*betha) + (3.767*(betha**2)) - (5.814*(betha**3)) + (5.361*
(betha**4)) - (2*(betha**5)))
Nu_Lee_Qu4 = 8.235*(1 - (2.042*betha) + (3.085*(betha**2)) - (2.477*(betha**3)) + (1.058*
(betha**4)) - (0.186*(betha**5)))

L_Lee_Qu = []
h_Lee_Qu = []
k_fluido = []
Nu_Lee_Qu = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    k_fluido.append( -0.00019548*T_fluido[i] + 0.073714 )
    L_Lee_Qu.append( L/(Re_fin[i]*Df*Pr[i]) )
    h_Lee_Qu.append( ( Nu_Lee_Qu4 + 8.68*(10**3*L_Lee_Qu[i])**(-0.506)* np.e**(
(9.9776* np.log(betha)-26.379)*L_Lee_Qu[i] ))*(Nu_Lee_Qu3/Nu_Lee_Qu4)*(k_fluido[i]/Df)*
(mi_w[i]/mi_fluido[i])**(-0.14) )
    Nu_Lee_Qu.append( (h_Lee_Qu[i]*Df)/k_fluido[i] )

```

Tullius et al., 2012 (microaletas monofásico)

```
dh = 0
C_Nu = 0.0937      #square
C_Nu = 0.036       #diamond
Nu_Tullius = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Nu_Tullius.append( C_Nu * ((S_L/Df)**0.2) * ((S_T/Df)**0.2) * ((H/Df)**0.25) * ((1 +
(dh/Df))**0.4) * (Re_fin[i]**0.6) * (Pr[i]**0.36) * ((Pr[i]/Pr_w[i])**0.25) )
```

Liu et al

```
Nu_Liu = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Nu_Liu.append( (0.143*(Re_fin[i]**(0.615))*(Pr[i]**(1/3))) )
```

```
Nu_Liu2 = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Nu_Liu2.append( (0.1245*(Re_fin[i]**(0.6106))*(Pr[i]**(0.36))*(Pr[i]/Pr_w[i])) )
```

Qu e Siu-Ho

```
Nu_Qu_Siu = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Nu_Qu_Siu.append( 0.0285*(Re_fin[i]**(0.932))*(Pr[i]**(1/3)) )
```

```
Nu_Qu_Siu2 = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Nu_Qu_Siu2.append( 0.0241*(Re_fin[i]**(0.953))*(Pr[i]**(0.36))*((Pr[i]/Pr_w[i])**0.25)) )
```

Metzger

```
Nu_Metzger = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Nu_Metzger.append( 0.135*( (S_L-D)/D )**(-0.34)*Re_fin[i]**0.69 )
```

{ PLOTANDO GRÁFICO COMPARATIVO DAS CORRELAÇÕES PARA NUSSELT }

```
if G_constante==0: #aqui só aparece para Q constante
    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
```

```

plt.plot(Re_fin,Nu,'bo', label='Nu_experimental')
plt.plot(Re_fin,Nu_Shah_London,'--', label='Nu_Shah_London')
plt.plot(Re_fin,Nu_Stephan_Preuber,'-', label='Nu_Stephan_Preuber')
plt.plot(Re_fin,Nu_Copeland,'.', label='Nu_Copeland')
plt.plot(Re_fin,Nu_Tullius,'-o', label='Nu_Tullius')
plt.plot(Re_fin,Nu_Liu,'-*', label='Nu_Liu')
plt.plot(Re_fin,Nu_Liu2,'-d', label='Nu_Liu2')
plt.plot(Re_fin,Nu_Metzger,'-s', label='Nu_Metzger')
plt.title('Nu x Re_fin ('+data_dos_testes+')')
plt.xlabel('Re [-]')
plt.ylabel('Nu [-]')
plt.axis([200, 750, 3, 20])
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'graficos/Nu_por_Re.png')
plt.show()

```

{ COMPRIMENTO DE DESENVOLVIMENTO TÉRMICO DO ESCOAMENTO }

Rohsenow, Hartnett e Cho (1998)

#baseando no Re para a aleta - Re_fin

```

L_lam_te_Rohsenow = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    L_lam_te_Rohsenow.append( 0.0430*Re_fin[i]*Pr[i]*Df )

```

Incropera et al. (2008)

```

L_lam_te_Incropera = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    L_lam_te_Incropera.append( 10*Df )

```

{ COMPRIMENTO DE DESENVOLVIMENTO FLUIDODINÂMICO DO ESCOAMENTO }

Rohsenow, Hartnett e Cho (1998)

#baseando no Re para o canal - Re_c

```

L_lam_hd_Rohsenow = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    L_lam_hd_Rohsenow.append( 0.0565*Re_c[i]*Dc )

```

Zhiqing

```

L_lam_hd_Zhiqing = []
i=0

```

```
for i in range(n_de_arquivos):
    L_lam_hd_Zhiqing.append( 1.3590*Re_c[i]**(1/4)*Dc )
```

Genérico

```
L_des = []
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    L_des.append( 0.05*Re_c[i]*Dc )
```

{ CORRELAÇÕES PARA PERDA DE PRESSÃO }

Tullius et al., 2012 (microaletas monofásico)

```
C_dP = 5.58          #square
C_dP = 1.81          #diamond
f_Tullius = []
deltaP_Tullius = []
deltaP_Tullius2 = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    rho_fluido.append( -2.2690*T_fluido[i] + 1538.3 )          # Retirado da 3M
    f_Tullius.append( C_dP * (S_L/Dc_Liu)**0.2 * (S_T/Dc_Liu)**0.2 * (H/Dc_Liu)**0.18 *
(1 + (dh/Dc_Liu)**0.2 * Re_c[i]**(-0.435)) )
    deltaP_Tullius.append( (N_y * f_Tullius[i] * ( rho_fluido[i]*(u_max[i]**2))/2 ))
    deltaP_Tullius2.append( deltaP_Tullius[i]/1000 )
```

Liu et al

```
qsi = (2*S_T)/(S/seno)
f_Liu1 = []
f_Liu2 = []
deltaP_Liu = []
deltaP_Liu2 = []
```

```
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    f_Liu1.append( 43.322 * (Re_c[i]**(-0.9116)) * (qsi**0.9362) )          #para 0 < Re_c < 300
    f_Liu2.append( 1.6361 * (Re_c[i]**(0.01076)) * (qsi**(-0.94496)) ) #para 300 < Re_c < 550
    deltaP_Liu.append( f_Liu2[i] * N_y * ( rho_fluido[i]*(u_max[i]**2))/2 ) )
    deltaP_Liu2.append( deltaP_Liu[i]/1000 )
```

Reeser (microcanais)

```
sigma = (N*S*H)/(W*H)
```

```

G_Reeser = ( (H/S)**2+1 )/( ((H/S)+1)**2
u = []
f_Reeser = []
deltaP_Reeser = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    u.append( G[i]/rho_fluido[i] )
    f_Reeser.append( (1/Re_c[i])*( (3.2*( Dc*Re_c[i])/L )**0.57 )**2 + (4.7+ (19.64* G_Reeser)**2 )**0.5 )
    deltaP_Reeser.append( f_Reeser[i]*( L*rho_fluido[i]*u[i]**2)/(2*Dc) )

```

Lee e Qu (2006) (microcanais - escoamento em desenvolvimento)

```

betha = (S/H)
K_c = 0.6740 + 1.2501*betha + 0.3417*betha**2 - 0.8358*betha**3
C = (0.1811 + 4.3488*betha - 1.6027*betha**2)*10**(-4)
f_sp_fhRe = 24*( 1 - 1.355*betha + 1.947*betha**2 - 1.701*betha**3 + 0.956*betha**4 - 0.254*betha**5 )
deltaP_e = 0
deltaP_c = []
L_sp_dh = []
L_sp_mais = []
f_dh = []
deltaP_sp_dh = []

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    deltaP_c.append( 1/(2*rho_fluido[i])*(1+K_c)*G[i]**2 )
    L_sp_dh.append( (0.06 + 0.07*betha - 0.04*betha**2)*Re_c[i]*Dc )
    L_sp_mais.append( (L_sp_dh[i])/(Re_c[i]*Dc) )
    f_dh.append( (1/Re_c[i])*( 3.44*L_sp_mais[i]**(-0.5) * ( ( K_c/(4*L_sp_mais[i]))+ f_sp_fhRe - 3.44*L_sp_mais[i]**(-0.5) )/(1+C*L_sp_mais[i]**(-2)) ) ) )
    deltaP_sp_dh.append( (2*f_dh[i]*(G[i]**2)*L_sp_dh[i])/(rho_fluido[i]*Dc) )

```

Lee e Qu (2006) (parcela totalmente desenvolvida + total)

```

L_sp_fh = []
deltaP_sp_fh = []
deltaP_Lee_Qu = []
deltaP_Lee_Qu2 = []

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):

```

```

L_sp_fh.append( (L - L_sp_dh[i]) )
deltaP_sp_fh.append( ( 2*(f_sp_fhRe/Re_c[i])*((mi_w[i]/mi_fluido[i])**0.58))*(G[i]**2)
*L_sp_fh[i])/( Dc*rho_fluido[i] ) )
deltaP_Lee_Qu.append( (deltaP_c[i] + deltaP_sp_dh[i] + deltaP_sp_fh[i] +deltaP_e) )
deltaP_Lee_Qu2.append( deltaP_Lee_Qu[i]/1000 )

```

Blasius (escoamento turbulento)

```

f_Blasius = []
deltaP_Blasius = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    f_Blasius.append( 0.0791*Re_c[i]**(-0.25) )
    deltaP_Blasius.append( ((2*f_Blasius[i]*G[i]*L)/(rho_fluido[i]*Dc)) )

```

Genérico (fator de atrito de Fanning)

```

f_Fanning = []
deltaP_Fanning = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    f_Fanning.append( (2*G[i]**2*L)/(rho_fluido[i]*Dc) )
    deltaP_Fanning.append( (2*f_Fanning[i]*G[i]*L)/(rho_fluido[i]*Dc) )

```

Qu and Siu

```

f_Qu_Siu = []
deltaP_Qu_Siu = []
deltaP_Qu_Siu2 = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    f_Qu_Siu.append( 20.09*Re_c[i]**(-0.547) )
    deltaP_Qu_Siu.append( ((N_y * f_Qu_Siu[i] * ( (rho_fluido[i]*(u_max[i]**2))/2 )) ) )
    deltaP_Qu_Siu2.append( deltaP_Qu_Siu[i]/1000 )

```

{ CÁLCULO DOS MAE's }

```

sum = 0
for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(Nu[i]-Nu_Tullius[i])/(Nu_Tullius[i])
MAE_Tullius=(sum/n_de_arquivos)*100

sum = 0

```

```

for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(Nu[i]-Nu_Copeland[i])/(Nu_Copeland[i])
MAE_Copeland=(sum/n_de_arquivos)*100

sum = 0
for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(Nu[i]-Nu_Shah_London[i])/(Nu_Shah_London[i])
MAE_Shah_London=(sum/n_de_arquivos)*100

sum = 0
for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(Nu[i]-Nu_Stephan_Preuber[i])/(Nu_Stephan_Preuber[i])
MAE_Stephan_Preuber=(sum/n_de_arquivos)*100

sum = 0
for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(Nu[i]-Nu_Liu2[i])/(Nu_Liu2[i])
MAE_Liu2=(sum/n_de_arquivos)*100

sum = 0
for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(Nu[i]-Nu_Liu[i])/(Nu_Liu[i])
MAE_Liu=(sum/n_de_arquivos)*100

sum = 0
for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(Nu[i]-Nu_Metzger[i])/(Nu_Metzger[i])
MAE_Metzger=(sum/n_de_arquivos)*100

sum = 0
for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(deltaP_medido[i]-deltaP_Tullius[i])/(deltaP_Tullius[i])
MAE_deltaP_Tullius=(sum/n_de_arquivos)*100

sum = 0
for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(dP_mpf[i]-deltaP_Tullius[i])/(deltaP_Tullius[i])
MAE_deltaP_Tullius2=(sum/n_de_arquivos)*100

sum = 0
for i in range(0,n_de_arquivos):
    sum = sum + np.abs(deltaP_medido[i]-deltaP_Qu_Siu[i])/(deltaP_Qu_Siu[i])

```

```
MAE_deltaP_Qu_Siu=(sum/n_de_arquivos)*100
```

```
sum = 0
```

```
for i in range(0,n_de_arquivos):
```

```
    sum = sum + np.abs(dP_mpf[i]-deltaP_Qu_Siu[i])/(deltaP_Qu_Siu[i])
```

```
MAE_deltaP_Qu_Siu2=(sum/n_de_arquivos)*100
```

```
sum = 0
```

```
for i in range(0,n_de_arquivos):
```

```
    sum = sum + np.abs(deltaP_medido[i]-deltaP_Lee_Qu[i])/(deltaP_Lee_Qu[i])
```

```
MAE_deltaP_Lee_Qu=(sum/n_de_arquivos)*100
```

```
sum = 0
```

```
for i in range(0,n_de_arquivos):
```

```
    sum = sum + np.abs(dP_mpf[i]-deltaP_Liu[i])/(deltaP_Liu[i])
```

```
MAE_deltaP_Liu=(sum/n_de_arquivos)*100
```

```
sum = 0
```

```
for i in range(0,n_de_arquivos):
```

```
    sum = sum + np.abs(deltaP_medido[i]-deltaP_Liu[i])/(deltaP_Liu[i])
```

```
MAE_deltaP_Liu2=(sum/n_de_arquivos)*100
```

```
{ PLOTANDO GRÁFICOS COMPARATIVOS DAS CORRELAÇÕES }
```

```
#Criando uma pasta chamada gráficos
```

```
import os
```

```
path = 'dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'graficos/'
```

```
try:
```

```
    os.mkdir(path)
```

```
except OSError:
```

```
    print ("Nao foi possivel criar uma pasta no caminho: %s" % path)
```

```
else:
```

```
    print ("A pasta foi criada com sucesso no caminho: %s " % path)
```

```
if G_constante==0:    #aqui só aparece para Q constante
```

```
    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
```

```
    plt.scatter(Re_fin,Nu, label='Nu')
```

```
    plt.plot(Re_fin,Nu_Shah_London,'--', label='Nu_Shah_London')
```

```
    plt.plot(Re_fin,Nu_Stephan_Preuber,'-', label='Nu_Stephan_Preuber')
```

```
    plt.plot(Re_fin,Nu_Copeland,':', label='Nu_Copeland')
```

```
    plt.plot(Re_fin,Nu_Tullius,'-', label='Nu_Tullius')
```

```
    plt.plot(Re_fin,Nu_Liu,'g-', label='Nu_Liu')
```

```
    plt.plot(Re_fin,Nu_Liu2,'b-', label='Nu_Liu2')
```

```

plt.plot(Re_fin,Nu_Metzger,'-s', label='Nu_Metzger')
plt.title('Nu por Re ('+data_dos_testes+')')
plt.xlabel('Re_fin [-]')
plt.ylabel('Nu [-]')
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'graficos/Nu_por_Re.png')
plt.show()

```

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(Re_c,deltaP_medido, label='ΔP')
plt.scatter(Re_c,dP_mpf, label='ΔP_mpf')
plt.plot(Re_c,deltaP_Tullius,'k--', label='ΔP_Tullius')
plt.plot(Re_c,deltaP_Qu_Siu,'c--', label='ΔP_Qu_Siu')
plt.plot(Re_c,deltaP_Liu, 'r--', label='ΔP_Liu')
plt.scatter(Re_c,deltaP_Blasius2, label='ΔP_Blasius(*10^3)')
plt.scatter(Re_c,deltaP_Fanning, label='ΔP_Fanning')
plt.scatter(Re_c,deltaP_Reeser, label='ΔP_Reeser')
plt.scatter(Re_c,deltaP_Lee_Qu, label='ΔP_Lee_Qu')
plt.title('ΔP por Re_c ('+data_dos_testes+')')
plt.xlabel('Re_c [-]')
plt.ylabel('ΔP [Pa]')
plt.axis([150, 550, 0, 17000])
ax.legend()
plt.show()

```

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(Re_c,dP_mpf, label='ΔP')
plt.plot(Re_c,deltaP_Tullius,'k--', label='ΔP_Tullius')
plt.plot(Re_c,deltaP_Qu_Siu,'c--', label='ΔP_Qu_Siu')
plt.plot(Re_c,deltaP_Liu, 'r--', label='ΔP_Liu')
plt.scatter(Re_c,deltaP_Blasius2, label='ΔP_Blasius(*10^3)')
plt.scatter(Re_c,deltaP_Fanning, label='ΔP_Fanning')
plt.scatter(Re_c,deltaP_Reeser, label='ΔP_Reeser')
plt.scatter(Re_c,deltaP_Lee_Qu, label='ΔP_Lee_Qu')
plt.title('ΔP por Re_c ('+data_dos_testes+')')
plt.xlabel('Re_c [-]')
plt.ylabel('ΔP [Pa]')
plt.axis([150, 550, 0, 16000])
ax.legend()
plt.show()

```

Comparação isolada com Tullius – para deltaP

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(Re_c,dP_mpf, label='ΔP '+data_dos_testes)
plt.plot(Re_c,deltaP_Tullius,'k--', label='ΔP_Tullius')
plt.title('ΔP [Pa] por Re_c [-]')
plt.xlabel('Re_c [-]')
plt.ylabel('ΔP [Pa]')
plt.axis([Re_c[0]*0.7, Re_c[n_de_arquivos-1]*1.1, 0, dP_mpf[n_de_arquivos-1]*1.5])
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'graficos/deltaP.png')
plt.show()

```

porcentagem = 20 #Porcentagem de desvio desejada

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(deltaP_medido,deltaP_Tullius, label=data_dos_testes)
x = []
y = []

for i in range(0,int(deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1 + (porcentagem/100) ))
    x.append(i)
plt.plot(x,y,'r--', label='+' +str(porcentagem)+'%')
x = []
y = []
for i in range(0,int(deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i)
    x.append(i)
x = []
y = []
for i in range(0,int(deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1/( 1 + (porcentagem/100)) ))
    x.append(i)
plt.plot(x,y,'r--', label='-'+str(porcentagem)+'%')
plt.title('ΔP Tullius et al. (2012)')
plt.xlabel('ΔP Experimental')
plt.ylabel('ΔP Teórico')
plt.axis([0, deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2, 0, deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2])
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'graficos/grafico_Tullius_'+str(porcentagem)+'png')
plt.show()

```

porcentagem = 20 #Porcentagem de desvio desejada

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(deltaP_medido, deltaP_Liu, label=data_dos_testes)
x = []
y = []
for i in range(0, int(deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1 + (porcentagem/100) ))
    x.append(i)
plt.plot(x, y, 'r--', label='+' + str(porcentagem) + '%')
x = []
y = []
for i in range(0, int(deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i)
    x.append(i)
x = []
y = []
for i in range(0, int(deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1/( 1 + (porcentagem/100)) ))
    x.append(i)
plt.plot(x, y, 'r--', label='- ' + str(porcentagem) + '%')
plt.title('ΔP Liu et al. (2012)')
plt.xlabel('ΔP Experimental')
plt.ylabel('ΔP Teórico')
plt.axis([0, deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2, 0, deltaP_medido[n_de_arquivos-1]*1.2])
ax.legend()
plt.savefig('dados/' + data_dos_testes + '_q' + str(q_na_pasta) + '/graficos/grafico_Liu_' + str(porcentagem) + '.png')
plt.show()

```

porcentagem = 15 #Porcentagem de desvio desejada

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(dP_mpf, deltaP_Lee_Qu, label=data_dos_testes)
x = []
y = []
for i in range(0, int(dP_mpf[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1 + (porcentagem/100) ))
    x.append(i)
plt.plot(x, y, 'r--', label='+' + str(porcentagem) + '%')
x = []
y = []
for i in range(0, int(dP_mpf[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i)
    x.append(i)

```

```

x = []
y = []
for i in range(0,int(dP_mpf[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1/( 1 + (porcentagem/100)) ))
    x.append(i)
plt.plot(x,y,'r--', label='-'+str(porcentagem)+'%')
plt.title('ΔP Lee Qu et al. (2012)')
plt.xlabel('ΔP Experimental')
plt.ylabel('ΔP Teórico')
plt.axis([0, dP_mpf[n_de_arquivos-1]*1.2, 0, dP_mpf[n_de_arquivos-1]*1.2])
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/graficos/grafico_Lee_Qu_'+str(porcen-
tagem)+'.png')
plt.show()

```

Comparação isolada com Tullius – para Nu

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(Re_fin,Nu, label='Nu_experimental')
plt.plot(Re_fin,Nu_Tullius,'g--', label='Nu_Tullius')
plt.title('Nu [-] por Re_fin[-]')
plt.xlabel('Re_fin [-]')
plt.ylabel('Nu [-]')
plt.axis([Re_fin[0]*0.7, Re_fin[n_de_arquivos-1]*1.1, 0, Nu[n_de_arquivos-1]*1.5])
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/graficos/nusselt.png')
plt.show()

```

porcentagem = 20 #Porcentagem de desvio desejada

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(Nu,Nu_Tullius, label=data_dos_testes)
x = []
y = []
for i in range(0,int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1 + (porcentagem/100) ))
    x.append(i)
plt.plot(x,y,'r--', label='+'+str(porcentagem)+'%')
x = []
y = []
for i in range(0,int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i)
    x.append(i)
x = []

```

```

y = []
for i in range(0,int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1/( 1 + (porcentagem/100)) ))
    x.append(i)
plt.plot(x,y,'r--', label='-'+str(porcentagem)+'%')
plt.title('Nu Tullius et al. (2012)')
plt.xlabel('Nu Experimental')
plt.ylabel('Nu Teórico Tullius')
plt.axis([0, Nu[n_de_arquivos-1]*1.1, 0, Nu[n_de_arquivos-1]*1.1])
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/graficos/grafico_Nu_Tullius_'+str(porcentagem)+'.png')
plt.show()

```

```

porcentagem = 20 #Porcentagem de desvio desejada

```

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(Nu,Nu_Liu2, label=data_dos_testes)
x = []
y = []
for i in range(0,int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1 + (porcentagem/100) ))
    x.append(i)
plt.plot(x,y,'r--', label='++'+str(porcentagem)+'%')
x = []
y = []
for i in range(0,int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i)
    x.append(i)
x = []
y = []
for i in range(0,int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1/( 1 + (porcentagem/100)) ))
    x.append(i)
plt.plot(x,y,'r--', label='-'+str(porcentagem)+'%')
plt.title('Nu Liu et al. (2012)')
plt.xlabel('Nu Experimental')
plt.ylabel('Nu Teórico Liu')
plt.axis([0, Nu[n_de_arquivos-1]*1.2, 0, Nu[n_de_arquivos-1]*1.2])
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/graficos/grafico_Nu_Liu_'+str(porcentagem)+'.png')
plt.show()

```

```

porcentagem = 15      #Porcentagem de desvio desejada
fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(Nu, Nu_Metzger, label=data_dos_testes)
x = []
y = []
for i in range(0, int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1 + (porcentagem/100) ))
    x.append(i)
plt.plot(x, y, 'r--', label='+' + str(porcentagem) + '%')
x = []
y = []
for i in range(0, int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i)
    x.append(i)
x = []
y = []
for i in range(0, int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1/( 1 + (porcentagem/100)) ))
    x.append(i)
plt.plot(x, y, 'r--', label='-' + str(porcentagem) + '%')

plt.title('Metzger.')
plt.xlabel('Nu Experimental')
plt.ylabel('Nu Teórico Metzger')
plt.axis([0, Nu[n_de_arquivos-1]*1.1, 0, Nu[n_de_arquivos-1]*1.1])
ax.legend()
plt.savefig('dados/' + data_dos_testes + '_q' + str(q_na_pasta) + '/graficos/grafico_Metzger_' + str(porcentagem) + '.png')
plt.show()

porcentagem = 25      #Porcentagem de desvio desejada
fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(Nu, Nu_Copeland, label=data_dos_testes)
x = []
y = []
for i in range(0, int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1 + (porcentagem/100) ))
    x.append(i)
plt.plot(x, y, 'r--', label='+' + str(porcentagem) + '%')
x = []
y = []

```

```

for i in range(0,int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i)
    x.append(i)
x = []
y = []
for i in range(0,int(Nu[n_de_arquivos-1]*1.2)):
    y.append(i*( 1/( 1 + (porcentagem/100)) ))
    x.append(i)
plt.plot(x,y,'r--', label='-'+str(porcentagem)+'%')
plt.title('Nu Copeland')
plt.xlabel('Nu Experimental')
plt.ylabel('Nu Teórico Copeland')
plt.axis([0, Nu[n_de_arquivos-1]*1.1, 0, Nu[n_de_arquivos-1]*1.1])
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/graficos/grafico_Nu_Cope-
land_'+str(porcentagem)+'.png')
plt.show()

```

Gráfico de perdas térmicas

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.plot(Re_fin,percent_perdas,'go')
plt.title('Nu [-] por Re[-]')
plt.xlabel('Re_fin [-]')
plt.ylabel('% perda [-]')
plt.axis([Re_fin[0]*0.7, Re_fin[n_de_arquivos-1]*1.1, 0, 100])
ax.legend()
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/graficos/Q_perdido_porcent.png')
plt.show()

```

{ EXPORTANDO DADOS }

```

dados_exportados = { 'G_max': G,
                    'u_max': u_max,
                    'Re_fin': Re_fin,
                    'Re_c': Re_c,
                    'q_foot': q_foot,
                    'q_fourrier': q_fourrier,
                    'h_eff': h_eff,
                    'Nu': Nu,
                    'delta_P [Pa]': deltaP_medido,
                    'dP_mpf [Pa]': dP_mpf,
                    'delta_T': delta_T,
                    'perdas_padrao': perdas,

```

```

        'perdas_fourrier': perdas_f
    }

dados_exportados_dataframe = pd.DataFrame(dados_exportados)
dados_exportados_dataframe.to_excel('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/'+dados_exportados-
'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'.xlsx')
dados_exportados_dataframe.head()

dados_temperaturas = {'Referencia': nome_comparacao,
                        'Te': Te,
                        'Ts': Ts,
                        'T1a': T1a,
                        'T1b': T1b,
                        'T1c': T1c,
                        'T2': T2,
                        'T3': T3,
                        'Tp': Tp,
                        'Tp_fourrier': Tw
                       }

dados_temperaturas_dataframe = pd.DataFrame(dados_temperaturas)
dados_temperaturas_dataframe.to_excel('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/'+dados_temperaturas-
'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'.xlsx')
dados_temperaturas_dataframe.head()

dados_validacao = { 'G_max': G,
                    'Q_in': Q_in,
                    'q_eff': q_eff2,
                    'perdas %': perdas,
                    'T_fluido': T_fluido,
                    'Tp': Tp,
                    'h_eff': h_eff2,
                    'Nu': Nu,
                    'Re_fin': Re_fin,
                    'Nu_Copeland': Nu_Copeland,
                    'Nu_Tullius': Nu_Tullius,
                    'Nu_Liu': Nu_Liu,
                    'Nu_Liu2': Nu_Liu2,
                    'Nu_Metzger': Nu_Metzger,
                    'MAE_Copeland': MAE_Copeland,
                    'MAE_Tullius': MAE_Tullius,
                    'MAE_Liu': MAE_Liu,
                    'MAE_Liu2': MAE_Liu2,
                    'MAE_Metzger': MAE_Metzger,

```

```

'deltaP': deltaP2_medido,
'dP_mpf': dP_mpf2,
'Re_c': Re_c,
'deltaP_Tullius': deltaP_Tullius2,
'deltaP_Qu_Siu': deltaP_Qu_Siu2,
'deltaP_Lee_Qu': deltaP_Lee_Qu2,
'deltaP_Liu': deltaP_Liu2,
'MAE_deltaP_Tullius': MAE_deltaP_Tullius,
'MAE_deltaP_Qu_Siu': MAE_deltaP_Qu_Siu,
'MAE_deltaP_Lee_Qu': MAE_deltaP_Lee_Qu,
'MAE_deltaP_Liu': MAE_deltaP_Liu2,
}
dados_validacao_dataframe = pd.DataFrame(dados_validacao)
dados_validacao_dataframe.to_excel('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'dados_vali-
dacao-'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'.xlsx')
dados_validacao_dataframe.head()

```

D.2 - TRATAMENTO DE DADOS – TESTES BIFÁSICOS

Bibliotecas importadas

```
import numpy as np
import pandas as pd
import matplotlib.pyplot as plt
from scipy.optimize import fsolve
import seaborn as sns
import os
```

```
nome_teste = '14-07-22_G1000_sub20_run1' # Nomeia arquivos com dados do teste
sourceDir = './dados/01_14-07-22_G1000/' # Pasta com dados brutos – data acquisition
csvFileNames = [os.path.join(sourceDir, filename)
                  for filename in os.listdir(sourceDir)
                  if filename.endswith('.csv')]
```

```
testData = pd.DataFrame()
for csv_name in csvFileNames:
    id2 = int(os.path.basename(csv_name).split("-")[1].replace(".csv", "").replace("q", ""))
    testId = id2
    df = pd.read_csv(
        csv_name,
        sep="\t",
        encoding="utf-16",
        skiprows=28,
        decimal=",",
    )
```

Remove unused cols

```
df = df.drop(columns=["Scan", "Time"])
df.columns = df.columns.str.split(" ").str[1].str.strip("<>")
```

Substitute the accents

```
df.columns = df.columns.str.replace("ã", "a")
```

Remove unnecessary columns

```
unusedCols = ["DT-Ta", "DT-Tb", "DT-Tc"]
df = df.drop(columns=unusedCols)
df = df.rename(columns={"Tensao_Resist": "Tensao_resist"})
df = df.rename(columns={"Ts": "Ts1"})
```

Get the 100 last and compute mean

```
testData[testId] = df.tail(100).mean()
```

```
testData = testData.T
testData = testData.reset_index().rename(columns={"index": "q"})
```

Correct dimensions

```
testData["Pe"] = testData["Pe"]*1e3
testData["Ps"] = testData["Ps"]*1e3
testData["Vazao"] = testData["Vazao"]/3600

testVariables = ["q", "Te", "Ts1",
                 "T1a", "T1b", "T1c",
                 "T2", "T3", "Vazao",
                 "Pe", "Ps", "Tensao_resist"]
processingData = testData[testVariables].set_index("q")

processingData.sort_values("q")
```

Comparação nos valores de Ts

```
def compute_Ts(
    Vazao, Pe, Ps, Tensao_resist, Te, Ts1, T1a, T1b, T1c, T2, T3):
    Tsat_s = (0.2951*(Ps/1000) + 303.15) -273.15
    difT = Tsat_s - Ts1
    return Tsat_s, difT
```

REDUÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

{ PERDAS TÉRMICAS }

#===== DIMENSÕES DA AMOSTRA =====

```
D = 300e-6
W_fin = 430e-6
S = 250e-6
H = 160e-6
S_T = 800e-6
S_L = 800e-6
W = 15e-3
L = 20e-3
seno = (2**(0.5))/2
```

Numero de pilares

```
N = (26+26)*18      # Numero de pilares
Ny = 51             #Numero de fileiras de micropilares ao longo de L
```

Diâmetro hidráulico do canal (em relação aos canais)

```
Dc = (2*(S*H))/(S+H)      # Tullius
```

Diâmetro hidráulico aleta (em relação as aletas (parte térmica))

Df = D

Inserir valor da resistência em ohms

R = 152

A_p = L*W # Area projetada - footprint

P_ma = 4*D # Perímetro da microaleta

A_c = D*D # Area cross section microaleta - Constante

#===== PERFIL LINEAR DE TEMPERATURA =====

L1p=7.494e-3 #[mm] -> passar para metros para aplicar na equação.

L2p=13.174e-3 #[mm]

L3p=19.174e-3 #[mm]

Lp=0 #[mm]

def temperature_linear_profile(T1a, T1b, T1c, T2, T3):

"""Faça uma interpolação linear com 3 pontos."""

L1p=7.494e-3

L2p=13.174e-3

L3p=19.174e-3

Lp=0

 Tp = ((T1b+T2+T3)*(L1p**2+L2p**2+L3p**2)-(L1p+L2p+L3p)* ((L1p*T1b)+ (L2p*T2)+
 (L3p*T3))) /(3*((L1p**2)+(L2p**2)+(L3p**2))-((L1p+L2p+L3p)**2))

 return Tp

#===== CALCULO DE Q_in =====

(precisa fazer a média de Q_fluido na região monofásica)

def compute_perdas(

 Tensao_resist, Vazao, Te, Ts

):

 Q_in = (Tensao_resist**2)/R

 cp = 2*((Te+Ts)/2) + 1133

 Q_fluido_mono = Vazao*cp*(Ts-Te)

 Q_loss_mono = Q_in-Q_fluido_mono

 perd = Q_loss_mono/Q_in

 return perd, Q_in, cp

média das perdas na região monofásica:

p_mono = [

 0.12875991952592472,

 0.1680164853649128,

 0.2119786763642871,

 0.2037635236453647,

 0.234560570825346,

```

0.2384766857827591,
0.2848308011439395,
0.30334573088581385,
0.24143350276626258,
]
perd_mono = np.mean(p_mono)
print("perdas_mono:", perd_mono*100,'%')

def compute_qfoot(
    perd, Q_in
):
    perdas = perd_mono
    Q_fluido = (1-perdas)*Q_in
    q_foot = Q_fluido/A_p
    return perdas, Q_fluido, q_foot

#===== PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS =====
def compute_propriedades(
    T3, Tp, Tf_mono
):
    K = 273.15
    T3_K = T3 + K
    k_cu = 425 - (0.08*T3_K) + 2.625e-10*(T3_K**2)
    Tf_m_K = Tf_mono + K
    rho_fluido = 2510.64 - (5.68904*Tf_m_K) + (1.32655e-2*(Tf_m_K**2)) - (1.80161e-5*
(Tf_m_K**3))    #Retirado do Leo
    Tp_K = Tp + K
    mi_fluido = (-0.3166*(Tf_m_K**2) + (194.57*Tf_m_K)-29234)*(10**(-6))
    mi_w = (-0.3166*(Tp_K**2) + (194.57*Tp_K)-29234)*(10**(-6))
    k_fluido = ((-19.553*Tf_m_K) + 12700)*10**(-5)
    k_w = ((-19.553*Tp_K) + 12700)*10**(-5)
    return k_cu, rho_fluido, mi_fluido, mi_w, k_fluido, k_w

#===== FOURRIER =====
def compute_Fourier(
    T1b, T2, T3, Q_fluido, Q_in, k_cu
):
    L13=11.68e-3    #Inserir valor [m] (distância do termopar 1 até o 3)
    L12=5.58e-3    #Inserir valor [m] (distância do termopar 1 até o 2)
    L23=6.00e-3    #Inserir valor [m] (distância do termopar 2 até o 3)
    L1p=7.494e-3    #Inserir valor [m] (distância do termopar 1 até a superfície)
    q_13 = k_cu*(T3-T1b)/L13

```

```

q_12 = k_cu*(T2-T1b)/L12
q_23 = k_cu*(T3-T2)/L23
q_fourrier = (q_13+q_12+q_23)/3
Q_fourrier = q_fourrier*A_p
Tw = T1b-(q_fourrier*L1p)/k_cu
Q_loss_F = Q_in - Q_fourrier

```

```

perdas_f = Q_loss_F/Q_in
return Tw, q_fourrier, perdas_f

```

===== CALCULO ITERATIVO PARA A_t =====

Cálculo do h_eff por Liu et al (2011)

```

def compute_A_t(
    k_cu, Tp, Tf_mono, Q_fluido
):
    def Atotal(var):
        m, eta, A_t, q_eff_mono, h_eff_mono = var
        eq1 = np.tanh(m*H)/(m*H) - eta
        eq2 = A_p - N*A_c + eta*N*P_ma*H - A_t
        eq3 = Q_fluido/A_t - q_eff_mono
        eq4 = q_eff_mono/(Tp - Tf_mono) - h_eff_mono
        eq5 = np.sqrt((h_eff_mono*P_ma)/(k_cu*A_c)) - m
        return (eq1, eq2, eq3, eq4, eq5)

```

Auxiliary

```

q_med = Q_fluido*0.4848/A_p
h_med = q_med/(Tp - Tf_mono)

```

Initial cond

```

m0 = ((h_med*P_ma)/(k_cu*A_c))**0.5
eta0 = (np.tanh(m0*H))/(m0*H)
A_t0 = (A_p - N*A_c) + eta0*N*P_ma*H
q_eff0 = Q_fluido/A_t0
h_eff_mono0 = q_eff0/(Tp - Tf_mono)
t0 = (m0, eta0, A_t0, q_eff0, h_eff_mono0)

```

```

m, eta, A_t, q_eff_mono, h_eff_mono = fsolve(Atotal, t0)
print('A_t:\t\t',A_t,['m²'])
return A_t, q_eff_mono, h_eff_mono

```

===== VELOCIDADE MÁSSICA MÁXIMA =====

```

def compute_Gmax(

```

```

    Vazao
):
A_min = W*H*(1-(W_fin/S_T))    # Wei Wan
G = Vazao/A_min
return G, A_min

#===== CALCULO DE REYNOLDS =====
def compute_Re(
    G, rho_fluido, mi_fluido, k_fluido, h_eff_mono
):
    u_max = G/rho_fluido
    #Reynolds para os microcanais - Re_c (parte hidrodinâmica)
    Re_c = (G*Dc)/mi_fluido

    #Reynolds para as aletas - Re_fin (parte térmica)
    Re_fin = (G*Df)/mi_fluido

#===== NUSSELT MONOFÁSICO =====
    Nu_mono = (h_eff_mono*Df)/k_fluido
    return u_max, Re_c, Re_fin, Nu_mono

#===== PERDA DE PRESSÃO =====
def compute_Pin(
    Pe, Te, G, rho_fluido
):
    Te_K = Te+273.15
    rho_e = 2510.64 - 5.68904*(Te_K) + (1.32655e-2*(Te_K**2)) - (1.80161e-5*(Te_K**3))
    # razão entre área de entrada do microcanal e área de entrada do plenum 0,75mm região uniforme
    qsi = (S*H)/(S_T*75e-4)
    Cc = 1 - ((1-qsi)/(2.08*(1-qsi)+0.5371))
    K_cont = (1 - (1/Cc))**2
    dp_cont = (K_cont+1-(qsi**2))*((G**2)/(2*rho_e))
    P_in = Pe - dp_cont
    return P_in, dp_cont, qsi, Cc

#===== DELTA T's SAT - MONOFÁSICOS =====
def compute_Tsat_mono(
    Tp, Tf_mono, Pe, Ps, P_in
):
    deltaT_fluido = Tp-Tf_mono
    Pmed_mono = (Pe + Ps)/2    # [Pa]

```

```

Tsat_Pin = (0.2951*(P_in/1000) + 303.15) -273.15
dTsat_mono_in = Tp-Tsat_Pin
Tsat_Ps = (0.2951*(Ps/1000) + 303.15) -273.15
dTsat_mono_s = Tp-Tsat_Ps
Tsat_Pmed = (0.2951*(Pmed_mono/1000) + 303.15) -273.15
dTsat_mono = Tp-Tsat_Pmed
return deltaT_fluido, dTsat_mono, dTsat_mono_in, dTsat_mono_s

```

{ COMPRIMENTO MONOFÁSICO 2 - Desenvolvido hidrodinamicamente }

```

def compute_Lmono(
    Te, Dc, Re_c, P_in, Vazao, q_foot, G, rho_fluido
):
    Te_K = Te + 273.15
    i_e = (1152.8*Te_K) - 290861      #Zago
    # Shah e London:
    beta = H/S
    L_dh = 0.05*Dc*Re_c
    L_ad = L/(Re_c*Dc)                #L*
    f_fh = (24/Re_c)*(1 - 1.3553*beta + 1.9467*(beta**2) - 1.7012*(beta**3) + 0.9564*(beta**4) -
0.2537*(beta**5))
    f_nd = (((0.8/(0.5*(L_ad**0.57))))**2 + (f_fh*Re_c)**2)**0.5)/(Re_c)

```

COMPRIMENTO MONOFÁSICO 1 - Não-Desenvolvido Hidrodinamicamente

```

# Psat = P_in - L_1fi*dpdz
# Tsat = (0.2951*(Psat/1000) + 303.15) - 273.15
# L_1fi = (Vazao*(i_sat - i_e))/(q_foot*W)
# f = f_nd
# dpdz = (2*f*(G**2))/(rho_fluido*Dc)
# i_sat = 1160.5*(Tsat + 273.15) - 293413

```

Função que retorna os valores dados por cada equação do sistema

```

def Lmono_ND(var1):
    Psat1, Tsat1, L_1fi1, f1, dpdz1, i_sat1 = var1
    # Assemble equations
    eq1 = P_in - L_1fi1*dpdz1 - Psat1
    eq2 = (0.2951*(Psat1/1000.0) + 303.15) - 273.15 - Tsat1
    eq3 = (Vazao*(i_sat1 - i_e))/(q_foot*W) - L_1fi1
    eq4 = f_nd - f1
    eq5 = (2*f1*(G**2))/(rho_fluido*Dc) - dpdz1
    eq6 = 1160.5*(Tsat1 + 273.15) - 293413 - i_sat1
    return (eq1, eq2, eq3, eq4, eq5, eq6)

```

```
Psat1, Tsat1, L_1fi1, f1, dpdz1, i_sat1 = fsolve(Lmono_ND,
(100000,60,0.01,0.03,200000,95000))
```

COMPRIMENTO MONOFÁSICO 2 - Desenvolvido hidrodinamicamente

```
# Psat = P_in - L_1fi*dpdz
# Tsat = (0.2951*(Psat/1000) + 303.15) - 273.15
# L_1fi = (Vazao*(i_sat - i_e))/(q_foot*W)
# f = ((L_dh*f_dh) + (L_1fi - L_dh)*f_fh)/L_1fi
# dpdz = (2*f*(G**2))/(rho_fluido*Dc)
# i_sat = 1160.5*(Tsat + 273.15) - 293413
```

Função que retorna os valores dados por cada equação do sistema

```
def Lmono_DH(variables):
    Psat2, Tsat2, L_1fi2, f2, dpdz2, i_sat2 = variables
    # Assemble equations
    eq1 = P_in - L_1fi2*dpdz2 - Psat2
    eq2 = (0.2951*(Psat2/1000.0) + 303.15) - 273.15 - Tsat2
    eq3 = (Vazao*(i_sat2 - i_e))/(q_foot*W) - L_1fi2
    eq4 = ((L_dh*f_nd) + (L_1fi2 - L_dh)*f_fh)/L_1fi2 - f2
    eq5 = (2*f2*(G**2))/(rho_fluido*Dc) - dpdz2
    eq6 = 1160.5*(Tsat2 + 273.15) - 293413 - i_sat2
    return (eq1, eq2, eq3, eq4, eq5, eq6)
    Psat2, Tsat2, L_1fi2, f2, dpdz2, i_sat2 = fsolve(Lmono_DH,
(100000,60,0.01,0.03,200000,95000))
```

```
if L_1fi1 < L_dh:
    return Psat1, Tsat1, L_1fi1, f1, dpdz1, i_sat1
else:
    return Psat2, Tsat2, L_1fi2, f2, dpdz2, i_sat2
```

#===== CALCULOS FASE BIFÁSICA =====

```
def compute_dados2fi(
    Te, Tsat, Ts, L_1fi, Tp, q_eff
):
    Tf_1fi = (Te+Tsat)/2
    Tf_2fi = (Ts+Tsat)/2
    if L_1fi > L:
        T_fluido_tp = 0
    else:
        T_fluido_tp = ( (L_1fi*Tf_1fi) + (L-L_1fi)*Tf_2fi )/L
    if T_fluido_tp > 0:
        deltaT_2fi = Tp - Tf_2fi
```

```

else:
    deltaT_2fi = 0
if deltaT_2fi > 0.2:
    h_2fi = q_eff/deltaT_2fi
else:
    h_2fi = 0
return T_fluido_tp, deltaT_2fi, h_2fi

```

===== TÍTULO DE VAPOR DE EQUILIBRIO TERMODINÂMICO =====

Usando Wei Wan

```

def compute_quality(
    Tsat, Te, Q_in, Vazao, cp
):
    Tsat_K = Tsat + 273.15
    Te_K = Te + 273.15
    il_e = 1160.5*Te_K - 293413
    il_sat = 1160.5*Tsat_K - 293413
    iv_sat = 847.71*Tsat_K - 77699
    i_lv = iv_sat - il_e
    x_out = (1/i_lv)*( (Q_in/Vazao) - cp*(Tsat-Te) )
    return x_out

```

===== FRAÇÃO DE VAZIO =====

```

def compute_fvazio(
    Tsat, Ts, G, x_out
):
    g = 9.81
    Tsat_K = Tsat + 273.15
# Zago
    rho_l = -2.828*Tsat_K + 2313.9 # massa esp. da fase líquida na temperatura de saída
    rho_v = 0.3065*Tsat_K - 92.395 # massa esp. da fase vapor na temperatura de saída
# viscosidade da fase líquida na temperatura de saída
    mi_l = (-0.3166*(Tsat_K**2) + 194.57*Tsat_K - 29234)*(10**-6)
# viscosidade da fase vapor na temperatura de saída
    mi_v = (0.04*Tsat_K - 1.169)*(10**-6)
    Frm = (G**2)/(g*Dc*(rho_l - rho_v)**2)
    alpha = (1 + 1.021*(Frm**-0.092)*((mi_l/mi_v)**-0.368)*((rho_v/rho_l)**(1/3))*(((1-x_out)/x_out)**(2/3))))**(-1)
    return alpha, rho_v, rho_l

```

{ CÁLCULO DA PERDA DE PRESSÃO POR EXPANSÃO NA SAÍDA DOS MICROPILARES }

```

def compute_dpExp(
    Ps, Ts, qsi, G, rho_fluido, rho_v, rho_l, x_out, alpha, L_1fi
):
    Ts_K = Ts+273.15
    rho_s = 2510.64 - 5.68904*(Ts_K) + (1.32655e-2*(Ts_K**2)) - (1.80161e-5*(Ts_K**3))
    K_exp = (1-qsi)**2
    #P_in = Pe - dp_cont
    dp_exp_mono = (K_exp+((qsi**2)-1)*((G**2)/(2*rho_s)))
    rho_tp = (((x_out**2)/(alpha*rho_v)) + (((1-x_out)**2)/(rho_l*(1-alpha))))**(-1)
    dp_exp_tp = ((G**2)*qsi*(qsi-1))/rho_tp
    if L_1fi >= L:
        dp_exp = dp_exp_mono
    else:
        dp_exp = dp_exp_tp
    return dp_exp, rho_tp

```

#===== CÁLCULO DA PERDA DE PRESSÃO TOTAL =====

```

def compute_deltaP(
    Pe, Ps, L_1fi, dpdz, x_out, alpha, rho_v, rho_l, G, dp_cont, dp_exp
):
    dP_medido = Pe- Ps      #[Pa]
    dP_mpf = dP_medido - dp_cont - dp_exp
    A1 = (x_out**2)/(alpha*rho_v)
    A2 = (1-x_out)**2 / (1-alpha)*rho_l
    A3 = rho_l**(-1)
    if L_1fi >= L:
        dP_ac = 0
        dP_tp = 0
        dP_1fi = L*dpdz
    else:
        dP_ac = (G**2)*(A1 + A2 - A3)
        dP_1fi = L_1fi*dpdz
        dP_tp = dP_mpf - dP_1fi - dP_ac
    return dP_medido, dP_mpf, dP_ac, dP_1fi, dP_tp

```

{ FUNÇÃO PRINCIPAL – CHAMA TODOS OS RESULTADOS }

```

def process_flow_boiling_experiment(
    Vazao,
    Pe,
    Ps,
    Tensao_resist,
    Te,

```

```

    Ts1,
    T1a,
    T1b,
    T1c,
    T2,
    T3
):

# Chamando dados calculados na função compute_Ts:
Tsat_s, difT = compute_Ts(Vazao, Pe, Ps, Tensao_resist, Te, Ts, T1a, T1b, T1c, T2, T3)

# Chamando dados calculados na função compute_perdas:
perd, Q_in, cp = compute_perdas(Tensao_resist, Vazao, Te, Ts)
print(perd)

# Chamando dados calculados na função compute_Q_foot:
perdas, Q_fluido, q_foot = compute_qfoot(perd, Q_in)

#===== PERFIL LINEAR DE TEMPERATURA =====
# Chamando Tp claculada na função temperature_linear_profile
Tp = temperature_linear_profile(T1a, T1b, T1c, T2, T3)

Tf_mono = (Ts+Te)/2

# Chamando dados calculados na função compute_propriedades:
k_cu, rho_fluido, mi_fluido, mi_w, k_fluido, k_w = compute_propriedades(T3, Tp, Tf_mono)

#===== FOURRIER =====
# Chamando dados calculados na função compute_Fourier
Tw, q_fourrier, perdas_f = compute_Fourier(T1b, T2, T3, Q_fluido, Q_in, k_cu)

T_med = (T1a+T1b+T1c)/3
Tw_med = T_med-(q_fourrier*L1p)/k_cu

#===== CALCULO ITERATIVO PARA A_t =====
# Calculo do h_eff por Liu et al (2011)
# Chamando dados calculados na função compute_A_t
A_t, q_eff_mono, h_eff_mono = compute_A_t(k_cu, Tp, Tf_mono, Q_fluido)

q_eff = Q_fluido/A_t

```

```

q_eff1 = q_eff/1000          # kW/m²

#===== VELOCIDADE MÁSSICA MÁXIMA =====
G, A_min = compute_Gmax(Vazao)

#===== CALCULO DE REYNOLDS =====
# Chamando dados calculados na função compute_Re
u_max, Re_c, Re_fin, Nu_mono = compute_Re(G, rho_fluido, mi_fluido, k_fluido, h_eff_mono)

#===== CÁLCULO DA PRESSÃO NA ENTRADA DOS MICROPILARES =====
# Chamando dados calculados na função compute_Pin
P_in, dp_cont, qsi, Cc = compute_Pin(Pe, Te, G, rho_fluido)

#===== DELTA T's SAT - MONOFÁSICOS =====
# Chamando dados calculados na função compute_Tsat_mono
deltaT_fluido, dTsat_mono, dTsat_mono_in, dTsat_mono_s = compute_Tsat_mono(Tp,
Tf_mono, Pe, Ps, P_in)

#===== COMPRIMENTO MONOFÁSICO =====
# Chamando dados calculados na função iterativa compute_Lmono
Psat, Tsat, L_1fi, f, dpdz, i_sat = compute_Lmono(Te, Dc, Re_c, P_in, Vazao, q_foot, G,
rho_fluido)

dT_sat2 = T_med - Tsat

#===== CALCULOS FASE BIFÁSICA =====
# Chamando dados calculados na função compute_dados2fi
Tf_tp, dT_tp, h_tp = compute_dados2fi(Te, Tsat, Ts, L_1fi, Tp, q_eff)

if Tf_tp > 0:
    T_fluido = Tf_tp
else:
    T_fluido = Tf_mono

deltaT = Tp - T_fluido
h_eff = q_eff/deltaT
h_eff1 = (h_eff)/1000          # kW/m²°C
dT_sat = Tp - Tsat
Nu = (h_eff*Df)/k_fluido

```

```

#===== TITULO DE VAPOR DE EQUILIBRIO TERMODINÂMICO =====
# Chamando dado calculado na função compute_title
x_out = compute_quality(Tsat, Te, Q_in, Vazao, cp)

# Chamando dados calculados na função compute_fvazio
alpha, rho_v, rho_l = compute_fvazio(Tsat, Ts, G, x_out)

# Chamando dados calculados na função compute_dp_exp
dp_exp, rho_tp = compute_dpExp(Ps, Ts, qsi, G, rho_fluido, rho_v, rho_l, x_out, alpha, L_1fi)

#===== CALCULOS DE PERDA DE PRESSÃO TOTAL (por atrito) =====
# Chamando dados calculados na função compute_deltaP
dP_medido, dP_mpf, dP_ac, dP_1fi, dP_tp = compute_deltaP(Pe, Ps, L_1fi, dpdz, x_out, alpha,
rho_v, rho_l, G, dp_cont, dp_exp)

dP_medido1 = dP_medido/1000
dP_mpf1 = dP_mpf/1000
f_mpf = dP_mpf/( Ny*rho_fluido*(u_max**2))/2      # para micro-pin fins

return {      "Ts": Ts,
              "perdas": perdas,
              "q_foot": q_foot,
              "Tp": Tp,
              "Tw": Tw,
              "q_fourrier": q_fourrier,
              "perdas_f": perdas_f,
              "T_med": T_med,
              "Tw_med": Tw_med,
              "q_eff": q_eff,
              "G": G,
              "u_max": u_max,
              "Re_c": Re_c,
              "Re_fin": Re_fin,
              "dTsat_mono": dTsat_mono,
              "dT_sat_med": dT_sat2,
              "h_tp": h_tp,
              "T_fluido": T_fluido,
              "deltaT": deltaT,
              "h_eff": h_eff1,
              "Nu": Nu,
              "x_out": x_out,

```

```

    "alpha": alpha,
    "dP_medido": dP_medido1,
    "dP_mpf": dP_mpf1,
    "f_mpf": f_mpf,
    "L_mono": L_1fi,
    "Lp": Lp,
    "L1p": L1p*1e3,
    "L2p": L2p*1e3,
    "L3p": L3p*1e3,
    }

```

```

resultData = pd.DataFrame()
for index, row in processingData.iterrows():
    # Get q
    q = row.name
    # Process data per row
    resultDict = process_flow_boiling_experiment(**row.to_dict())
    # Add q
    resultDict.update({"q": int(q)})
    # Append to new dataframe with results
    resultData = resultData.append(pd.Series(resultDict), ignore_index=True)
resultData = resultData.set_index("q")
resultData = resultData.sort_index()

```

```

resultData

```

```

allData = pd.concat(
    [processingData, resultData],
    axis=1
)

```

```

#Criando pastas para os dados

```

```

path = "dados/dados_processados"
try:
    os.mkdir(path)
except OSError:
    print ("Nao foi possivel criar uma pasta no caminho: %s" % path)
else:
    print ("A pasta foi criada com sucesso no caminho: %s " % path)

```

```

path = "dados/graficos"
try:

```

```

    os.mkdir(path)
except OSError:
    print ("Nao foi possivel criar uma pasta no caminho: %s" % path)
else:
    print ("A pasta foi criada com sucesso no caminho: %s " % path)

allData.to_excel(
    "dados/dados_processados/"+nome_teste+"_results.xlsx"
)

```

#Criando pastas para os gráficos

```

path = "dados/graficos/HTC"
try:
    os.mkdir(path)
except OSError:
    print ("Nao foi possivel criar uma pasta no caminho: %s" % path)
else:
    print ("A pasta foi criada com sucesso no caminho: %s " % path)

```

```

path = "dados/graficos/DeltaP"
try:
    os.mkdir(path)
except OSError:
    print ("Nao foi possivel criar uma pasta no caminho: %s" % path)
else:
    print ("A pasta foi criada com sucesso no caminho: %s " % path)

```

```

path = "dados/graficos/Curvas_ebulicao"
try:
    os.mkdir(path)
except OSError:
    print ("Nao foi possivel criar uma pasta no caminho: %s" % path)
else:
    print ("A pasta foi criada com sucesso no caminho: %s " % path)

```

```

path = "dados/graficos/Nusselt"
try:
    os.mkdir(path)
except OSError:
    print ("Nao foi possivel criar uma pasta no caminho: %s" % path)
else:
    print ("A pasta foi criada com sucesso no caminho: %s " % path)

```

```

sns.set_style("whitegrid", {"grid.color": ".6", "grid.linestyle": ":"})

path = "dados/graficos/Tp_linear"
try:
    os.mkdir(path)
except OSError:
    print ("Nao foi possivel criar uma pasta no caminho: %s" % path)
else:
    print ("A pasta foi criada com sucesso no caminho: %s " % path)

```

GRÁFICO PERFIL LINEAR

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9,9))
sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="Lp",
    y="Tp",
    ax=ax,
    color="dodgerblue",
)
sns.scatterplot(
    data=allData,
    x="L1p",
    y="T1b",
    ax=ax,
    color="green",
)
sns.scatterplot(
    data=allData,
    x="L2p",
    y="T2",
    ax=ax,
    color="yellow",
)
T3s = sns.scatterplot(
    data=allData,
    x="L3p",
    y="T3",
    ax=ax,
    color="red",
)
T3s.set_xlabel("posição do termopar (mm)", fontsize = 13)

```

```
T3s.set_ylabel("Temperatura (°C)", fontsize = 13)
plt.savefig('dados/graficos/Tp_linear/'+nome_teste+'.png')
```

GRÁFICOS h_{eff} x q_{eff} & Nu x q_{eff}

```
fig, ax = plt.subplots(figsize=(7,7))
h = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="q_eff",
    y="h_eff",
    color="red",
)
h.set_xlabel("q_eff (kW/m²)", fontsize = 12)
h.set_ylabel("h_eff (kW/m²°C)", fontsize = 12)
plt.savefig('dados/graficos/HTC/heff_qeff_'+nome_teste+'.png')
```

```
fig, ax = plt.subplots(figsize=(7,7))
Nu = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="q_eff",
    y="Nu",
    color="blue",
)
Nu.set_xlabel("q_eff (kW/m²)", fontsize = 12)
Nu.set_ylabel("Nu (-)", fontsize = 12)
plt.savefig('dados/graficos/Nusselt/Nu_qeff_'+nome_teste+'.png')
```

```
fig, ax = plt.subplots(figsize=(7,7))
hf = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="q_fourrier",
    y="h_eff",
    color="magenta",
)
hf.set_xlabel("q_fourrier (W/m²)", fontsize = 12)
hf.set_ylabel("h_eff (kW/m²°C)", fontsize = 12)
plt.savefig('dados/graficos/HTC/heff_qfourrier_'+nome_teste+'.png')
```

CURVAS DE EBULIÇÃO

```
fig, ax = plt.subplots(figsize=(7,7))
ce = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="deltaT",
```

```

        y="q_eff",
        color="green",
    )
ce.set_xlabel("deltaT_fluido (°C)", fontsize = 12)
ce.set_ylabel("q_eff (kW/m²)", fontsize = 12)

fig, ax = plt.subplots(figsize=(7,7))
ce2 = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="dTsat_mono",
    y="q_eff",
    color="deeppink",
)
ce2.set_xlabel("dT_sat (°C)", fontsize = 12)
ce2.set_ylabel("q_eff (kW/m²)", fontsize = 12)

fig, ax = plt.subplots(figsize=(8,8))
sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="deltaT",
    y="q_eff",
    ax=ax,
    color="green",
)
sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="dT_sat_med",
    y="q_eff",
    ax=ax,
    color="blue",
)
ce3 = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="dTsat_mono",
    y="q_eff",
    color="deeppink",
)
ce3.set_xlabel("delta_T (°C)", fontsize = 12)
ce3.set_ylabel("q_eff (kW/m²)", fontsize = 12)
plt.legend(labels = ['deltaT_fluido', 'deltaT_sat_med', 'deltaT_sat'], fontsize = 13)#, loc = 2,
bbox_to_anchor = (1,1))
plt.savefig('dados/graficos/Curvas_ebulicao/'+nome_teste+'.png')

```

GRÁFICOS PERDA DE PRESSÃO

```
fig, ax = plt.subplots(figsize=(7,7))
pp = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="q_eff",
    y="dP_medido",
    color="olive",
)
pp.set_xlabel("q_eff (kW/m²)", fontsize = 12)
pp.set_ylabel("deltaP_medido (kPa)", fontsize = 12)
```

```
fig, ax = plt.subplots(figsize=(7,7))
ppf = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="q_eff",
    y="dP_mpf",
    color="purple",
)
ppf.set_xlabel("q_eff (kW/m²)", fontsize = 12)
ppf.set_ylabel("deltaP_mpf (kPa)", fontsize = 12)
```

```
fig, ax = plt.subplots(figsize=(8,8))
sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="q_eff",
    y="dP_medido",
    ax=ax,
    color="olive",
)
ppf = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="q_eff",
    y="dP_mpf",
    ax=ax,
    color="purple",
)
ppf.set_xlabel("q_eff (kW/m²)", fontsize = 12)
ppf.set_ylabel("deltaP (kPa)", fontsize = 12)
plt.legend(labels = ['deltaP_medido', 'deltaP_mpf'], fontsize = 13)#, loc = 2, bbox_to_anchor =
(1,1))
plt.savefig('dados/graficos/DeltaP/'+nome_teste+'.png')
```

GRÁFICO CONSIDERANDO QUALITY

```

fig, ax = plt.subplots(figsize=(7,7))
th = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="x_out",
    y="h_eff",
    color="dodgerblue",
)
th.set_xlabel("x_saida (-)", fontsize = 12)
th.set_ylabel("h_eff (kW/m²°C)", fontsize = 12)

fig, ax = plt.subplots(figsize=(7,7))
xdP = sns.scatterplot(
    data=resultData,
    x="x_out",
    y="dP_mpf",
    color="darkviolet",
)
xdP.set_xlabel("x_saida (-)", fontsize = 12)
xdP.set_ylabel("deltaP_mpf (kPa)", fontsize = 12)

```