

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

ARIANY PEREIRA MOREIRA

**EBULIÇÃO CONVECTIVA DA ÁGUA NO INTERIOR DE DISSIPADORES DE
CALOR COM DIFERENTES ARRANJOS DE MICROPILARES**

Ilha Solteira – SP

2024

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ARIANY PEREIRA MOREIRA

**EBULIÇÃO CONVECTIVA DA ÁGUA NO INTERIOR DE DISSIPADORES DE
CALOR COM DIFERENTES ARRANJOS DE MICROPILARES**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" (PPGEM-FEIS-UNESP) como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Conhecimento: Ciências Mecânicas.

Orientadora: Profa. Dra. Elaine Maria Cardoso

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

M838e Moreira, Ariany Pereira.
Ebulição convectiva da água no interior de dissipadores de calor com diferentes arranjos de micropilares / Ariany Pereira Moreira. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2024
120 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2024

Orientador: Elaine Maria Cardoso

Inclui bibliografia

1. Micropilares. 2. Transferência de calor. 3. Queda de pressão. 4. Desempenho termo-hidráulico.

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: EBULIÇÃO CONVECTIVA DA ÁGUA NO INTERIOR DE DISSIPADORES DE CALOR COM DIFERENTES ARRANJOS DE MICROPILARES

AUTORA: ARIANY PEREIRA MOREIRA

ORIENTADORA: ELAINE MARIA CARDOSO

Aprovada como parte das exigências para obtenção do Título de Mestra em Engenharia Mecânica, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:

Profa. Dra. ELAINE MARIA CARDOSO (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Aeronáutica / Faculdade de Engenharia - UNESP

Documento assinado digitalmente
 **ELAINE MARIA CARDOSO**
Data: 11/07/2024 13:01:55-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. EDEMAR MORSCH FILHO (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Aeronáutica / Faculdade de Engenharia - UNESP

Documento assinado digitalmente
 **EDEMAR MORSCH FILHO**
Data: 11/07/2024 13:09:00-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Pesquisador Dr. JEFERSON DIEHL DE OLIVEIRA (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Mecânica / Escola Politécnica - USP

Documento assinado digitalmente
 **JEFERSON DIEHL DE OLIVEIRA**
Data: 11/07/2024 13:15:22-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Ilha Solteira, 11 de julho de 2024

AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho a todos que me ajudaram; primeiramente a Deus, pois sem Ele, nada seria possível.

Agradeço os meus irmãos, Christian, Carolina, Julia, Guilherme, Samuel, Victoria e Keyze. Sem o apoio deles, eu certamente estaria perdida. Fabricio, sendo praticamente meu gêmeo, compartilhamos uma conexão única, estaremos juntos até o fim.

Expresso também minha gratidão aos meus pais, Claudia e Fabricio, minha madrastra, Rita, e meus avós, Alaide, Arivaldo e Rita. Suas constantes palavras de encorajamento e apoio incondicional foram fundamentais para a realização deste trabalho. Aos meus sogros, Vandí e Antonio, agradeço o acolhimento e apoio constante.

A professora Elaine pela oportunidade, parceria, paciência e dedicação. Obrigada por tanto.

Quero estender meu agradecimento especial aos meus amigos incríveis. Arthur, sua dedicação e orientação foram inestimáveis, transformando você quase em meu co-orientador. Sua visão crítica e apoio constante foram fundamentais para moldar este trabalho. Jéssica e Bruno, a colaboração de vocês na bancada e a disposição em ajudar foram essenciais para superar desafios e alcançar resultados significativos.

No entanto, a pessoa mais importante nesta jornada é meu marido, Matheus. Deixe-me ser mais clara: eu nada seria se não fosse você. Seu amor incondicional, apoio constante e compreensão foram a força propulsora por trás de cada palavra escrita aqui. Este trabalho é dedicado a você, pois é o reflexo de nossa jornada compartilhada. Você tem minha eterna gratidão.

A todo o pessoal do grupo NEST-n por serem tão solícitos e prestativos.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 88887.715518/2022-00.

“Aproveite tudo ao seu redor, antes que
os momentos se tornem memórias.”
(*Jiraiya*)

RESUMO

A necessidade de aumentar o desempenho termo-hidráulico durante a ebulição convectiva tem impulsionado o desenvolvimento de técnicas de aprimoramento da superfície aquecedora. Com o aumento da capacidade computacional e a diminuição do tamanho dos dispositivos, o fluxo de calor residual dos dispositivos eletrônicos tem aumentado cada vez mais. Com isso, pesquisas relacionadas a aplicações de mudança de fase em dissipadores de calor compactos, baseados em microcanais e micropilares, têm ganhado destaque nos últimos anos. O presente estudo investigou a eficiência térmica e hidrodinâmica de micropilares em sistemas de resfriamento, usando água deionizada como fluido refrigerante. O dissipador de calor consistiu de micropilares quadrados, fabricados por meio de microfresamento sobre uma superfície de cobre. Adicionalmente a uma superfície plana usada como referência, diferentes arranjos de micropilares foram analisados — alinhado e escalonado — para duas velocidades mássicas diferentes (1000 e 1200 kg/m²s) e dois níveis de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador (10 e 20 °C), em relação à temperatura de saturação à pressão de entrada na seção de teste. A análise dos dissipadores de calor com micropilares revelou que essas superfícies melhoram significativamente o coeficiente de transferência de calor (CTC) em comparação às superfícies planas. Comparando os arranjos testados, os resultados mostraram que o arranjo alinhado proporciona maior CTC (em média 40%) e menor penalidade na queda de pressão. Uma diminuição na temperatura do fluido ao entrar no dissipador de calor promove um aumento no CTC devido à influência do processo de transferência de calor relacionado ao regime de ebulição nucleada. Porém, observa-se o fenômeno de secagem da superfície para fluxos de calor relativamente baixos (~300 kW/m²). Em relação aos aspectos fluidodinâmicos, a presença de vapor sobre a superfície resulta em um aumento exponencial na queda de pressão na região bifásica, sendo mais acentuado para a superfície escalonada. Por fim, é observado que a amostra alinhada apresenta melhores resultados para o regime bifásico, com atenuação dos efeitos negativos relacionados à queda de pressão; *i.e.*, há uma maior estabilidade fluidodinâmica para esse arranjo de micropilares.

Palavras-chave: micropilares; transferência de calor; queda de pressão; desempenho termo-hidráulico.

ABSTRACT

The need to increase thermo-hydraulic performance during convective boiling has driven the development of techniques to improve the heating surface. With the increase in computational capacity and the decrease in the size of devices, the dissipated heat flux from electronic devices has increasingly increased. As a result, research related to phase change applications in compact heat sinks based on microchannels and micro-pin fins has gained prominence in recent years. The present study investigated micro-pin fins' thermal and hydrodynamic efficiency in cooling systems using deionized water as the cooling fluid. The heat sink consisted of square micro-pin fins manufactured using micro-milling on a copper surface. In addition to a plain surface used as a reference, different micro-pin fins arrangements were analyzed — aligned and staggered — for two different mass velocities (1000 and 1200 kg/m²s) and two levels of fluid subcooling at the heatsink inlet (10 and 20 °C), in relation to the saturation temperature at the inlet flow. Analysis of heat sinks with micro-pin fins revealed that these surfaces significantly improve the heat transfer coefficient (HTC) compared to plain surfaces. By comparing the different arrangements, the results showed that the aligned arrangement provides higher HTC (on average 40%) and lower pressure drop penalty. A decrease in the inlet fluid temperature promotes an increase in the HTC due to the influence of the heat transfer process related to the nucleated boiling regime. However, the surface drying phenomenon is observed for relatively low heat fluxes (~300 kW/m²). Regarding fluid dynamic aspects, the presence of vapor on the surface results in an exponential increase in the pressure drop in the two-phase region, being more pronounced for staggered micro-pin fins surfaces. Finally, it is observed that the aligned sample presents better results for the two-phase regime, with attenuation of the negative effects related to the pressure drop; *i.e.*, there is greater fluid dynamic stability for this micro-pin fin arrangement.

Keywords: micro-pin fins; heat transfer; pressure drop; thermo-hydraulic performance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Padrões de escoamento bifásico no interior de um duto circular horizontal	24
Figura 2 – Diferentes geometrias de micropilares: (a) Diamante; (b) Hexagonal; (c) Pentagonal; (d) Triangular; (e) Cilíndrica; (f) Cone; (g) Quadrada; (h) Elíptica; (i) Trapezoidal; (j) Oblonga; (k) Cuboide; (l) em forma de S; (m) Aerofólio; (n) seção transversal cônica/em forma de gota.....	26
Figura 3 - Desenho esquemático dos microcanais com micropilares no formato anel aberto.	27
Figura 4 - Desenho esquemático da superfície testada por Qu e Siu-Ho (2008).....	31
Figura 5 - Desenho esquemático do aparato experimental.....	36
Figura 6 - Seção de testes em vista isométrica explodida com descrição dos componentes....	37
Figura 7 - Vista frontal em corte total com descrição dos detalhes internos.....	37
Figura 8 - Arranjos construtivos dos micropilares sobre a superfície de teste.	38
Figura 9 - Medição dos parâmetros geométricos S_T e S_L , nas amostras testadas. (a) Alinhada; (b) Escalonada	40
Figura 10 - Esquema do aparato experimental utilizado para medição do ângulo de contato .	41
Figura 11 – Imagens resultantes do teste de molhabilidade (a) Alinhada; (b) Escalonada.	41
Figura 12 – Esquema do ensaio de capilaridade.....	42
Figura 13 – Resultado dos ensaios de capilaridade (volume de líquido absorvido pela superfície em função do tempo).	43
Figura 14 - Análise físico-química da água deionizada usada no presente estudo.....	44
Figura 15 - Desenho esquemático mostrando as localizações dos termopares e distâncias em [mm] entre os termopares posicionados verticalmente no bloco de cobre.....	47
Figura 16 - Perfil de temperatura linear dos testes bifásicos para determinar a temperatura T_p . (a) arranjo alinhado e velocidade mássica de 1000 kg/m ² s; (b) arranjo escalonado e velocidade mássica de 1000 kg/m ² s.....	48
Figura 17 - Porcentagem de calor perdido ao ambiente para regime monofásico.	51
Figura 18 - Comparação entre a queda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para o arranjo alinhado.....	53
Figura 19 - Comparação entre a queda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a superfície com arranjo escalonado.	54
Figura 20 - Desempenho hidrodinâmico para arranjo alinhado e escalonado ($Q_{in} = 15$ W)....	55

Figura 21 - Comparação entre o número de Nusselt obtido experimentalmente e o obtido por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a superfície com arranjo alinhado.	56
Figura 22 - Comparação entre o número de Nusselt obtido experimentalmente e o obtido por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a superfície com arranjo escalonado.	57
Figura 23 - Desempenho térmico para arranjo alinhado e escalonado ($Q_{in} = 15 \text{ W}$).	58
Figura 24 - <i>Thermal Performance Index</i> ($Q_{in} = 15 \text{ W}$).	59
Figura 25 - Análise do desempenho térmico da superfície alinhada em função de G , para diferentes graus de subresfriamento.	60
Figura 26 – Visualização do escoamento para micropilares em arranjo alinhado, $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e diferentes graus de subresfriamento (para visualização dos vídeos basta clicar na imagem).	61
Figura 27 - Análise do desempenho térmico para micropilares em arranjo escalonado em função de G , para diferentes graus de subresfriamento.	62
Figura 28 - Visualização do escoamento para micropilares em arranjo escalonado, $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e diferentes graus de subresfriamento (para visualização dos vídeos basta clicar na imagem).	63
Figura 29 - Análise do desempenho térmico para a superfície plana em função de G , para diferentes graus de subresfriamento.	64
Figura 30 – Ocorrência de escoamento reverso na superfície plana (para visualização dos vídeos basta clicar na imagem).	64
Figura 31 - Análise comparativa da curva de ebulição para $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e para diferentes graus de subresfriamento.	65
Figura 32 - Análise comparativa da curva de ebulição para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e para diferentes graus de subresfriamento.	65
Figura 33 - Análise do desempenho fluidodinâmico em função de G e para diferentes graus de subresfriamento.	67
Figura 34 - Análise comparativa da queda de pressão em função das características construtivas dos dissipadores de calor analisados.	68
Figura 35 - Comparação do aumento da queda de pressão [%] para as superfícies com arranjo alinhado e escalonado em relação à superfície plana.	69
Figura 36 - Título de vapor na saída para o arranjo alinhado, considerando diferentes velocidades mássicas e graus de subresfriamento.	70

Figura 37 - Título de vapor para o arranjo escalonado, considerando diferentes velocidades mássicas e graus de subresfriamento.	70
Figura 38 - Influência do grau de subresfriamento do fluido sobre a curva de ebulição referente aos dissipadores de calor com micropilares.	71
Figura 39 - Influência do grau de subresfriamento do fluido sobre a curva de ebulição referente ao dissipador de calor com superfície plana.....	72
Figura 40 – Índice de desempenho para escoamento em regime bifásico.....	73
Figura 41 - Influência do fluido de trabalho sobre a queda de pressão para $Q_{in} = 9 \text{ W}$ (monofásico). (a) arranjo alinhado; (b) arranjo escalonado.	75
Figura 42 - Influência do fluido de trabalho sobre a queda de pressão para $\Delta T_{sub} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e arranjo escalonado (bifásico). (a) $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$; (b) $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$	75
Figura 43 - Influência do fluido de trabalho sobre a transferência de calor para $Q_{in} = 9 \text{ W}$ (monofásico). (a) arranjo alinhado; (b) arranjo escalonado.	76
Figura 44 - Influência do fluido de trabalho sobre a transferência de calor para $\Delta T_{sub} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e arranjo escalonado (bifásico). (a) $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$; (b) $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$	77

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades termofísicas de diferentes fluidos refrigerantes a 1 atm e 25 °C.	30
Tabela 2 - Características construtivas das superfícies de testes.	38
Tabela 3 – Imagens de microscopia das superfícies de teste.....	39
Tabela 4 - Ensaio de capilaridade para as superfícies com micropilares.	42
Tabela 5 - Incertezas experimentais dos instrumentos utilizados.....	50
Tabela 6 - Intervalo médio das incertezas experimentais.....	50
Tabela 7 – Condições dos testes de validação (escoamento em regime monofásico).....	52
Tabela 8 - Curvas de calibração dos termopares e suas incertezas.....	86

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CTC	Coeficiente de transferência de calor
MAE	<i>Mean Absolute Error</i>
MEV	Microscopia eletrônica de varredura
ONB	<i>Onset Nucleate Boiling</i>
PTFE	Politetrafluoretileno
TPI	<i>Thermal Performance Index</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	Área da seção transversal de um micropilar	[m ²]
$A_{\text{footprint}}$	Área projetada da superfície aquecida, $L \times W$	[m ²]
A_t	Área total de troca térmica da superfície aquecida	[m ²]
A_{tc}	Área do tubo capilar	[mm ²]
C_f	Constante de Tullius <i>et al.</i> (2012) relacionada a geometria dos micropilares para o fator de atrito	[-]
C_{Nu}	Constante de Tullius <i>et al.</i> (2012) relacionada a geometria dos micropilares para o número de Nusselt	[-]
c_p	Calor específico à pressão constante	[kJ/kg·K]
D	Largura do micropilar	[μm]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
D_{h-fin}	Diâmetro hidráulico relacionado ao micropilar	[m]
f	Fator de atrito	[-]
G	Velocidade mássica	[kg/m ² s]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
H	Altura do micropilar	[μm]
h_{efetivo}	Coeficiente de transferência de calor experimental	[kW/m ² ·K]
k_{Cu}	Condutividade térmica do cobre	[W/m·K]
L	Comprimento da superfície	[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]
L_c	Comprimento capilar	[m]
m	Parâmetro de aleta	[-]
$\dot{m}$	Vazão mássica de fluido	[kg/s]
MAE	Erro absoluto médio	[%]
N	Número de micropilares sobre a superfície de teste	
N_L	Número de fileiras de micropilares ao longo do comprimento L do dissipador	
Nu	Número de Nusselt	[-]
P_{fin}	Perímetro de um micropilar	[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]
$q''_{\text{footprint}}$	Fluxo de calor aplicado em relação à área da base do dissipador	[kW/m ²]
q''_{efetivo}	Fluxo de calor efetivo	[kW/m ²]
Q_{in}	Potência fornecida à seção de teste	[W]
Q_{loss}	Taxa de calor perdido	[W]
r	Constante de Rohsenow (1952)	[-]
R	Resistência elétrica	[Ω]
Re	Número de Reynolds	[-]
S	Espaço entre duas fileiras de micropilares	[μm]
S_L	Passo longitudinal entre os micropilares	[μm]
S_T	Passo transversal entre os micropilares	[μm]
$T_{1a, b, c}$	Temperaturas medidas pelos termopares próximos à superfície aquecida, ao longo do comprimento do dissipador de calor	[°C]
T_e	Temperatura do fluido no <i>plenum</i> de entrada do escoamento	[°C]
T_f	Temperatura média do fluido	[°C]
T_p	Temperatura da superfície aquecida por ajuste linear	[°C]
T_s	Temperatura do fluido no <i>plenum</i> de saída do escoamento	[°C]
T_{sat}	Temperatura de saturação	[°C]
T_{sup}	Temperatura da superfície	[°C]
u	Velocidade do fluido	[m/s]
$u_{\Delta p}$	Incerteza experimental na queda de pressão	[kPa]
$u_{\Delta T}$	Incerteza experimental na diferença de temperatura	[°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 elétrica	[V]
W	Largura da superfície aquecida	[mm]
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

Δ	Diferença	[-]
η	Fator de intensificação	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/m·s]
ρ	Massa específica	[kg/m³]
σ_{Ti}	Desvio padrão das curvas de calibração dos termopares da bancada experimental	[°C]

Subscritos

f	Fluido de trabalho e/ou temperatura média do mesmo
fin	Micropilares
max	Valores máximos, obtidos por meio da área mínima de passagem do fluido entre os micropilares
l	Líquido
sat	Saturação
v	Vapor
w	Superfície aquecida ou parede aquecida

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
1.1	Objetivos.....	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1	Dissipadores de calor.....	21
2.2	Fundamentos da ebulição convectiva.....	23
2.3	Ebulição convectiva em dissipadores de calor com micropilares.....	26
2.4	Fluido de trabalho.....	28
2.5	Correlação para escoamento monofásico.....	30
2.5.1	Queda de pressão.....	31
2.5.2	Transferência de calor.....	32
2.6	Síntese da revisão bibliográfica.....	33
3	METODOLOGIA.....	35
3.1	Aparato experimental.....	35
3.2	Seção de teste.....	36
3.3	Caracterização do fluido de trabalho.....	43
3.4	Procedimento experimental e análise de incertezas.....	45
3.5	Perdas térmicas.....	50
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	52
4.1	Resultados para escoamento em regime monofásico.....	52
4.1.1	Queda de pressão.....	52
4.1.2	Coeficiente de Transferência de Calor – CTC.....	55
4.2	Resultados para escoamento em regime bifásico.....	59
4.2.1	Efeito da velocidade mássica e geometria.....	60
4.2.2	Efeitos do subresfriamento do fluido, ΔT_{sub}	60
4.3	Influência do fluido de trabalho.....	74
5	CONCLUSÕES.....	78
	REFERÊNCIAS.....	81
	APÊNDICE A.....	86
	APÊNDICE B - EQUACIONAMENTO EM PYTHON PARA TRATAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS.....	88

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração são essenciais em diversas aplicações para manter condições operacionais ideais e evitar superaquecimento. No contexto dos equipamentos eletrônicos e elétricos, os sistemas de refrigeração são cruciais para garantir o funcionamento eficiente e confiável destes dispositivos. Além disso, os sistemas de refrigeração desempenham um papel essencial no gerenciamento térmico de sistemas de alto fluxo de calor, como dispositivos microeletrônicos e *data centers*, onde a temperatura máxima permitida é um fator limitante de desempenho. Os avanços tecnológicos têm desafiado a capacidade de resfriamento dos sistemas de refrigeração existentes e demandam soluções eficientes de dissipação de calor para garantir o bom funcionamento dos dispositivos (Yuan *et al.*, 2022).

Dissipadores de calor otimizados podem facilitar a resolução dos problemas térmicos e fluidodinâmicos encontrados em microescala. A rugosidade e a morfologia da superfície também afetam significativamente a transferência de calor e as características do escoamento de fluido. Por exemplo, Bhandari *et al.* (2023) mostraram que superfícies hidrofóbicas aumentam o desempenho térmico do sistema. No que tange as modificações superficiais, Mchale e Garimella (2010) conduziram investigações sobre microcanais trapezoidais com diferentes razões de aspecto, de forma a aprimorar a transferência de calor. Os autores observaram que tanto a razão de aspecto quanto o ângulo da parede lateral do canal trapezoidal aumentam a transferência de calor. Assim, sugere-se que o ajuste de parâmetros geométricos pode ser uma estratégia eficaz para otimizar o desempenho térmico de dispositivos que utilizam microcanais, como trocadores de calor compactos e sistemas de resfriamento de eletrônicos.

Os micropilares, outro exemplo de estruturas otimizadas, são considerados como uma escolha promissora para melhorar a transferência de calor em ebulição convectiva (Deng, Zeng e Sun, 2021). Os micropilares podem ter diversos tamanhos, formas e possuir diferentes padrões a fim de melhorar a transferência de calor (Liang e Mudawar, 2019; Li *et al.*, 2023). Essa diversidade de tamanhos e formas permite adaptar os micropilares para atender às necessidades específicas de uma aplicação. Por exemplo, micropilares com padrões otimizados podem promover a formação e desprendimento de bolhas de vapor de maneira mais eficiente durante o processo de ebulição, melhorando assim a transferência de calor. Além disso, os micropilares podem ser projetados para aumentar a área superficial disponível, maximizando assim a dissipação térmica. Por exemplo, Prajapati, Pathak e Khan (2015) realizaram um estudo experimental comparativo de micropilares com microcanais paralelos. Os resultados mostraram um maior Coeficiente de Transferência de Calor (CTC) para o dissipador de calor

baseado em micropilares, com uma penalidade insignificante na queda de pressão. O desempenho favorável pode ser atribuído ao aumento dos sítios de nucleação, maior mistura do fluido, quebra da camada limite, passagens interconectadas que favorecem o escoamento secundário e escoamento reverso desprezível (Yuan *et al.*, 2022; Huang *et al.*, 2023).

No que tange o fluido de trabalho, alguns fatores como, sustentabilidade, segurança e desempenho, devem ser considerados para escolha do fluido refrigerante. Da mesma forma, o potencial de aquecimento global (GWP, *Global Warming Potential*) e o potencial de depleção do ozônio (ODP, *Ozone Depletion Potential*) também devem ser considerados devido a regulações ambientais (Lv *et al.*, 2022). Assim, a água torna-se uma escolha interessante por possuir propriedades termofísicas adequadas à refrigeração — possui calor latente de vaporização e calor específico elevado e tem boa condutividade térmica, comparativamente aos fluidos comumente utilizados — além de possuir ótimas características ambientais (não tóxica e quimicamente inerte). A utilização da água como fluido refrigerante pode, portanto, não apenas proporcionar um desempenho térmico eficiente, mas também reduzir significativamente o impacto ambiental associado ao sistema de refrigeração. Essa abordagem alinha-se com as crescentes preocupações com a sustentabilidade e a busca por soluções ecologicamente corretas na engenharia térmica.

Conforme resumido acima, entre as técnicas para melhorar o desempenho da transferência de calor por ebulição, os arranjos de micropilares são um dos métodos mais eficientes para aprimorar o CTC. No entanto, ainda é preciso explorar questões mais fundamentais, como o efeito dos parâmetros operacionais, os mecanismos dominantes de transferência de calor em termos de padrões de escoamento e correlações para predição do CTC e queda de pressão.

O presente trabalho estuda as características da transferência de calor e da queda de pressão em ebulição convectiva, no interior de dissipadores de calor baseados em micropilares quadrados, com diferentes arranjos (alinhado e escalonado). Adicionalmente, uma superfície de referência — superfície plana — foi testada para fins comparativos.

Para alcançar os objetivos propostos, o presente trabalho fornece uma visão geral das técnicas empregadas por pesquisadores que investigaram o comportamento térmico e fluidodinâmico durante a ebulição convectiva em dissipadores de calor compactos. Aqui são abordados os métodos utilizados, bem como as principais tendências observadas na literatura científica, de forma a fornecer *insights* sobre o comportamento desses dissipadores de calor e suas potenciais aplicações em diversos campos, como eletrônica, indústria automotiva e energia.

1.1 Objetivos

Dentro do contexto apresentado anteriormente se insere o presente trabalho, cujo objetivo é compreender de forma experimental o fenômeno da ebulição convectiva em dissipadores de calor microaletados, também conhecidos como microcanais segmentados. A análise abrange aspectos térmicos, com base no CTC, e fluidodinâmicos, com base na queda de pressão.

Como objetivos específicos têm-se:

- Investigar como as variáveis relacionadas ao escoamento do fluido, como a velocidade mássica e a temperatura do fluido na entrada, influenciam a temperatura da superfície;
- Avaliar a influência das características superficiais do dissipador de calor sobre o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão;
- Analisar qualitativamente (incluindo visualização do escoamento) e quantitativamente os resultados experimentais por meio de comparação com uma superfície de referência (superfície plana).

Ademais, considerando as mesmas condições de testes, faz-se uma comparação entre os resultados obtidos para água, no presente trabalho, com aqueles obtidos por Nunes *et al.* (2023), para o HFE-7100.

Essas análises têm potencial para o desenvolvimento de tecnologias com elevada capacidade de transferência de calor, as quais são de extrema relevância para o gerenciamento térmico de dispositivos de alta potência, contribuindo assim para avanços no campo da engenharia e da tecnologia.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esse tópico apresenta o embasamento teórico e uma revisão dos trabalhos presentes na literatura referentes a escoamento em microescala, permitindo assim uma visão crítica do estado-da-arte relacionado ao tema específico do presente trabalho.

2.1 Dissipadores de calor

Desde a revolução industrial, pela necessidade de transferir calor nos sistemas térmicos para o seu bom funcionamento, trocadores de calor têm sido utilizados. Os trocadores de calor são dispositivos que utilizam a diferença de temperatura entre dois meios para trocar energia térmica (Li *et al.*, 2023). Os trocadores de calor são classificados na literatura com base em vários critérios; usando a transferência de calor como um parâmetro de classificação, trocadores de calor automotivos e aviônicos operam com cargas térmicas elevadas, mas são relativamente pequenos em tamanho. Da mesma forma, trocadores de calor de casco e tubo em algumas aplicações, apesar de grandes em tamanho, empregam tecnologias com desempenho térmico relativamente baixo. Os requisitos de desempenho térmico, bem como de queda de pressão, também influenciam as técnicas de aprimoramento empregadas em trocadores de calor de diferentes tamanhos.

Em microescala, os microcanais podem ser definidos como elementos que podem ser usados para transferência de calor onde as teorias clássicas não podem estabelecer com precisão o fator de atrito e a transferência de calor. Não existe um consenso sobre o critério de transição entre macro e microescala; alguns se baseiam apenas nas dimensões dos canais e nos processos de manufatura, sem considerarem aspectos mecanicistas de transferência de calor e queda de pressão. Outros consideram que a transição entre macro e microescala é função do balanço entre forças inerciais, gravitacionais, de tensão superficial e de efeitos de molhabilidade, e não somente das condições de confinamento das bolhas de vapor. No entanto, em geral, microcanais podem ser considerados aqueles com diâmetro hidráulico inferior a 1 mm (Ohadi *et al.*, 2013).

O conceito de dissipador de calor baseado em microcanal foi cunhado pela primeira vez por Tuckerman e Pease (1981); esses conseguiram atingir um fluxo de calor de 790 W/cm² utilizando água como fluido de trabalho. Após, muitos outros pesquisadores se propuseram comparar seus trabalhos numéricos e experimentais analisando outras geometrias de microcanais, diferentes fluidos refrigerantes, em diferentes domínios de aplicação. Na indús-

tria, os microcanais estão presentes em trocadores de calor para circuitos eletrônicos, microreatores químicos, sistemas micro eletromecânicos e microprocessadores.

Dentre as vantagens dos microcanais estão sua alta eficiência térmica, visto que a relação do volume do trocador com a área da superfície de contato com o fluido aumenta com a redução do diâmetro hidráulico do canal, o que também reduz a quantidade de material utilizado na fabricação e volume de fluido refrigerante (Ahmed *et al.*, 2018). Podem ser fabricados em escala de *chips* e sua estrutura admite o uso de altas pressões, além de fornecerem elevados coeficientes de transferência de calor, com dissipação de fluxos de calor da ordem de 10 MW/m^2 (Nunes *et al.*, 2023).

Já sua desvantagem está associada à elevada queda de pressão, possibilidade de ocorrência de escoamento reverso, sua vulnerabilidade à corrosão e incrustações; esse sistema requer uma alta potência de bombeamento e fluido de trabalho livre de impurezas. Sua fabricação e manutenção são mais complexas, exigindo tecnologias especializadas como fotolitografia, gravação a quente, ablação a laser, litografia macia, dentre outras.

A ebulição convectiva é um fenômeno complexo que ocorre quando um líquido entra em ebulição devido ao aumento da temperatura. Durante esse processo, bolhas de vapor são formadas na superfície aquecida e são liberadas na massa do líquido. Essas bolhas transportam energia térmica da superfície de aquecimento para o líquido circundante, contribuindo para a transferência de calor. Com os progressos alcançados nas pesquisas relacionadas aos sistemas de refrigeração baseados em microcanais para dissipação de calor, os especialistas começaram a reconhecer as restrições associadas à utilização desta configuração específica durante o processo de ebulição convectiva (Wang *et al.*, 2023).

No contexto da ebulição convectiva, o CTC (geralmente denotado como " h ") representa a eficiência com que o calor é transferido da superfície aquecida para o líquido, considerando a formação e a liberação das bolhas de vapor. O coeficiente de transferência de calor na ebulição convectiva pode variar significativamente dependendo de uma série de fatores, incluindo a temperatura da superfície aquecida, as propriedades do líquido (como viscosidade e condutividade térmica), a geometria da superfície de aquecimento e a presença de aditivos no líquido. Foi constatado que a implementação de microcanais traz benefícios significativos em termos de CTC, especialmente quando o fluido refrigerante é introduzido no sistema a uma temperatura abaixo da sua saturação. No entanto, à medida que o título de vapor aumenta ao longo dos microcanais ocorre uma mudança no padrão de escoamento, resultando em instabilidades térmicas que impactam negativamente o desempenho global da transferência de calor (Kadam e Kumar, 2014; Kandlikar, 2016).

Uma alternativa para mitigar as instabilidades observadas nos sistemas de microcanais é a adoção de uma configuração de microcanais segmentados ou com micropilares (*micro pin-fin*). Graças aos avanços recentes nas técnicas de microfabricação podem-se criar geometrias complexas em escala reduzida, como superfícies com mini e micropilares, cavidades perfuradas e cavidades reentrantes. Ma *et al.* (2022) realizaram experimentos comparativos utilizando água deionizada, como fluido de trabalho, para investigar a transferência de calor e a queda de pressão. Os autores reportaram um aumento no CTC de até 150%; segundo os autores, os micropilares promovem a pressão capilar aumentando o remolhamento da superfície aquecida, ou seja, mais líquido é direcionado para os *hotspots* (pontos secos e de alta temperatura) devido à força capilar, levando a uma diminuição da temperatura da superfície.

Ademais, nos últimos anos, tem havido diversos estudos dedicados à investigação da transferência de calor em dissipadores de calor com micropilares aplicados a escoamento monofásico e bifásico, com o objetivo de caracterizar os mecanismos envolvidos na troca térmica e propor métodos para prever o comportamento térmico e hidrodinâmico desses sistemas (Ravanji, Mohammadpour e Cheng, 2023).

De um modo geral, tais estudos mostram que a presença de micropilares no escoamento leva à constante reinicialização das camadas limite hidrodinâmicas e térmicas nas bordas de cada aleta, reduzindo efetivamente a espessura da camada limite (Wang *et al.*, 2023). Esta regeneração do efeito de entrada faz com que o escoamento esteja sempre em desenvolvimento, resultando assim em um melhor desempenho térmico (maior CTC). Além disso, quando há a presença de canais segmentados, uma fração do escoamento acaba sendo desviada para os canais secundários; criando assim uma melhor mistura de fluido que, por sua vez, também contribui para melhorar a transferência de calor. Em relação à penalidade associada à queda de pressão, em geral para escoamento monofásico, é menor do que o ganho alcançado na transferência de calor (Bhandari *et al.*, 2023), fazendo da inclusão de microcanais segmentados um método eficaz de aumento da transferência de calor em dissipadores de calor compactos.

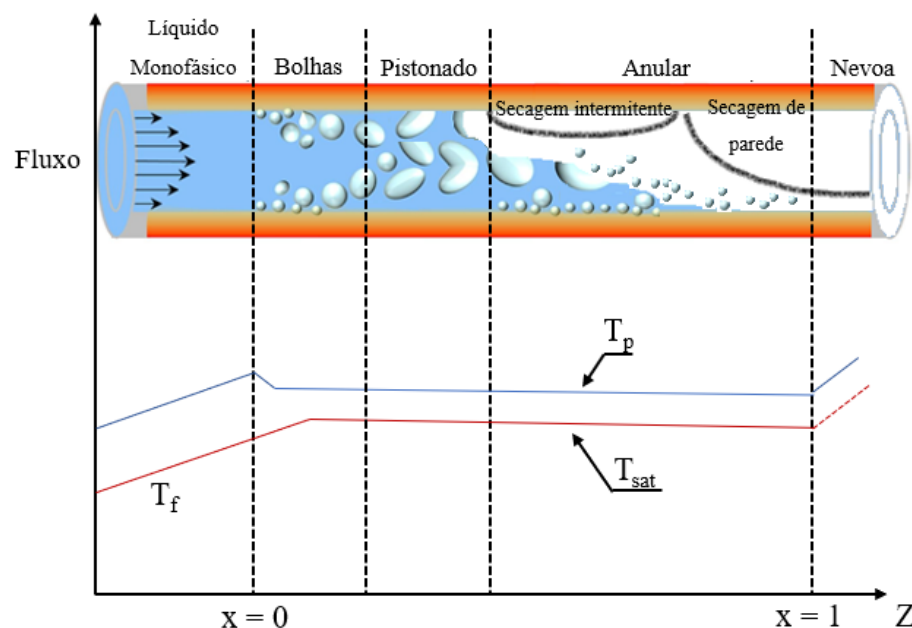
2.2 Fundamentos da ebulição convectiva

Os modelos para ebulição convectiva normalmente consideram dois mecanismos de transferência de calor: a transferência de calor por ebulição nucleada e a transferência de calor por ebulição convectiva. A ebulição nucleada nessas condições é semelhante à ebulição nucleada em piscina; as bolhas formadas dentro de um tubo podem deslizar ao longo da superfí-

cie aquecida devido ao escoamento e, portanto, o processo de evaporação da microcamada sob as bolhas de vapor em crescimento também pode ser afetado. A ebulição convectiva refere-se ao processo convectivo entre a parede aquecida e a fase líquida. Por exemplo, para escoamento anular sem ebulição nucleada no filme líquido, o processo de transferência de calor por convecção pode ser visto como uma convecção forçada monofásica através do filme, com a evaporação ocorrendo na interface líquido-vapor da região central (Paul, Fernandino e Dorao, 2021).

O processo de mudança de fase (formação de bolhas de vapor) tem início quando a temperatura da parede apresenta um leve superaquecimento em relação à temperatura de saturação do fluido, T_{sat} , específica para a pressão local. À medida que a ebulição continua, as bolhas de vapor se desprendem da superfície e se movem através do líquido, contribuindo para a transferência de calor. Esse fenômeno é conhecido como ebulição nucleada, e desempenha um papel importante na dissipação de calor em sistemas de refrigeração (Collier e Thome, 1996). Sob determinadas condições de fluxo de calor prescrito, é possível observar diferentes padrões de escoamento em um sistema de escoamento interno com mudança de fase em um duto horizontal. A Figura 1 esquematiza esses padrões de escoamento, representando a distribuição do fluido ao longo do duto. Nesse esquema, T_p representa a temperatura da parede aquecida e T_f representa 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) e Zhang *et al.* (2023).

Conforme representado na Figura 1, na região inicial do escoamento, ocorre a predominância da fase líquida e a transferência de calor se dá principalmente por convecção forçada. À medida que o fluxo de calor é aplicado, ocorre a formação de bolhas de vapor, que se distribuem na fase líquida contínua. Nessa região, o título de vapor é baixo e os efeitos da ebulição nucleada são os principais responsáveis pela transferência de calor. Esse padrão de escoamento é conhecido como escoamento borbulhado (*bubbly flow*).

Com o aumento do título de vapor e da fração de vazio, a densidade de bolhas de vapor também aumenta; estas coalescem e formam pistões de vapor ao longo do escoamento. Nesta região as bolhas de vapor são da mesma ordem de tamanho do diâmetro do duto; escoam de modo intermitente sendo que, entre duas bolhas consecutivas, escoam um pistão de líquido, chamado de escoamento pistonado (*slug flow*). Nesse contexto, é importante notar que a predominância na transferência de calor reside em grande medida nos fenômenos convectivos, embora também ocorram processos de condução através do filme líquido e evaporação na interface líquido-vapor (Zhang *et al.*, 2023).

Com o aumento do título de vapor tem-se a transição para o padrão de escoamento anular (*annular flow*), sendo os efeitos convectivos predominantes na transferência de calor. O movimento relativo entre as fases, somado às ondulações na superfície do filme líquido junto à parede, provocam o arrasto de gotículas para a região central do escoamento; tal fenômeno reduz a espessura da camada de filme líquido, aumentando significativamente a transferência de calor nesta região.

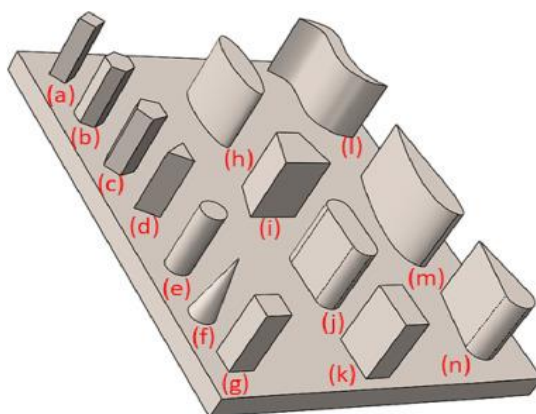
Para títulos de vapor elevados, os efeitos presentes no padrão anular e o arrasto das gotículas podem acarretar secagem prematura, aumentando a temperatura local e reduzindo o CTC. Quando ocorre a evaporação completa da fase líquida, o escoamento retorna à condição monofásica, da fase vapor; pode haver ainda gotículas dispersas na fase vapor, porém sem contato contínuo com a parede, é conhecido como névoa (*mist flow*) e tem o menor CTC.

Para escoamentos em dutos horizontais, as distribuições das fases são assimétricas, ocorrendo o chamado padrão estratificado com bolhas ou pistões de vapor concentrados na região superior do canal devido aos efeitos gravitacionais. Em situações em que a velocidade do líquido na entrada do escoamento é significativamente alta, os efeitos inerciais tornam-se predominantes em relação aos efeitos gravitacionais. Esse domínio das forças inerciais sobre as forças gravitacionais tem um efeito notável na dinâmica do escoamento.

2.3 Ebulição convectiva em dissipadores de calor com micropilares

Os dissipadores de calor com micropilares são aqueles que possuem estruturas projetadas, com diferentes formatos e geometrias para promover a nucleação de bolhas de vapor afetando, conseqüentemente, o desempenho da ebulição convectiva (Deng, Zeng e Sun, 2021). Dentre os formatos comumente utilizados para os micropilares temos o cilíndrico, triangular, elipse e diamante. Outras geometrias personalizadas também podem ser projetadas para atender a requisitos específicos de aplicação. A escolha do formato depende das características do fluido, do regime de ebulição desejado e das restrições do projeto. Na Figura 2, são apresentados esboços de várias geometrias ou formas de micropilares que foram estudados nos últimos anos por diferentes pesquisadores (Bhandari *et al.*, 2023).

Figura 2 – Diferentes geometrias de micropilares: (a) Diamante; (b) Hexagonal; (c) Pentagonal; (d) Triangular; (e) Cilíndrica; (f) Cone; (g) Quadrada; (h) Elíptica; (i) Trapezoidal; (j) Oblonga; (k) Cuboide; (l) em forma de S; (m) Aerofólio; (n) seção transversal cônica/em forma de gota.



Fonte: Bhandari *et al.* (2023).

No estudo conduzido por Qu e Siu-Ho (2009) foi realizada uma investigação experimental utilizando aletas de cobre com formato quadrado (200 μm de lado e 670 μm de altura) e arranjo escalonado, usando água como fluido de trabalho. Os autores observaram que, para altos títulos de vapor, o CTC foi praticamente constante, não sendo influenciado pela velocidade mássica. Já para baixos títulos de vapor, o grau de subresfriamento na entrada teve efeito positivo na transferência de calor.

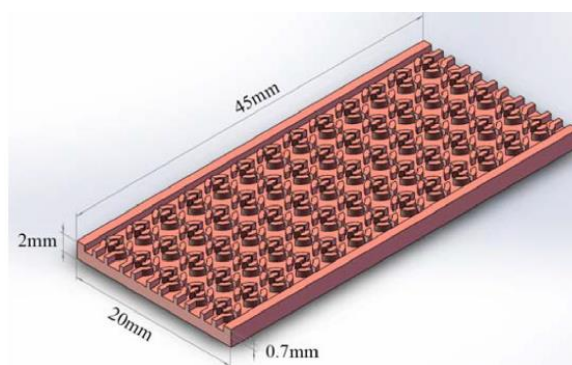
Em um estudo conduzido por Reeser *et al.* (2014) foi realizada uma investigação sobre a transferência de calor durante a ebulição convectiva usando micropilares em arranjo alinhado ou escalonado. Os pesquisadores usaram água deionizada ou HFE-7200 como fluidos de

trabalho, com um título de vapor de até 90% na saída do dissipador. Os micropilares foram fabricados com 153 μm de largura e 305 μm de altura. Os autores propuseram correlações para o coeficiente de transferência de calor e para a queda de pressão; comparando com seus próprios dados experimentais, a precisão para o CTC predito foi de 3% para água e 13% para HFE-7200 e, para a queda de pressão foi de 17% para a água e de 31% para HFE-7200.

Qin *et al.* (2021) realizaram experimentos comparativos entre diferentes formatos de micropilares durante ebulição convectiva da água deionizada. Comparado ao formato circular, elipse e triangular, o formato diamante mostrou o maior aumento na transferência de calor devido ao formato facilitar a ‘quebra’ ou separação das bolhas de vapor, favorecendo a mistura do fluido.

Deng *et al.* (2021) propuseram um dissipador de calor com microcanais segmentados de anel aberto (Figura 3), no qual analisaram as características da transferência de calor bifásica, queda de pressão e instabilidades do escoamento durante a ebulição convectiva da água deionizada. De maneira geral, houve um aumento na transferência de calor, de em média 45%, especialmente para fluxos de calor moderados a altos. Segundo os autores, a geometria proposta possibilitou um processo de ebulição mais estável, minimizando a presença de instabilidades térmicas.

Figura 3 - Desenho esquemático dos microcanais com micropilares no formato anel aberto.



Fonte: Deng *et al.* (2021).

Feng *et al.* (2018), aplicando um fluxo de calor de 30 W/cm^2 , observaram que a queda de pressão para um dissipador com distribuição gradiente de aletas foi reduzida em 43% em comparação com uma distribuição uniforme de aletas, devido a uma maior estabilidade no escoamento. Entretanto, uma distribuição uniforme das aletas promove uma maior uniformidade da temperatura da superfície do dissipador. No estudo de Bialek *et al.* (2023), foi feita uma comparação da transferência de calor em ebulição entre trocadores contendo uma estru-

tura de malha porosa e microaletas. Os autores concluíram que a presença das microaletas foram mais eficientes na dissipação de calor do que a estrutura porosa.

Zhuang *et al.* (2023) investigaram a transferência de calor e a queda de pressão durante a ebulição convectiva do HFE-7100 em um microcanal com micropilares circulares em arranjo alinhado. Os autores identificaram a ocorrência de histerese devido à baixa tensão superficial do HFE-7100; com maior velocidade mássica e grau de subresfriamento, maior superaquecimento da parede foi requerido para iniciar a ebulição nucleada. Além disso, os autores propuseram correlações para predição da queda de pressão e CTC em regime bifásico, mostrando boa concordância com dados experimentais. No estudo de Yubing *et al.* (2023) os autores destacaram que tanto a ebulição nucleada quanto a ebulição convectiva influenciam significativamente a transferência de calor em escoamento bifásico, sendo a densidade de micropilares e as condições de operação fatores cruciais na determinação do mecanismo de transferência de calor. O aprimoramento do desempenho térmico foi observado no escoamento com a presença de micropilares, especialmente para baixos títulos de vapor e velocidades mássicas. Os autores propuseram uma correlação para o CTC, a qual apresentou maior precisão em comparação aos modelos existentes, com um desvio absoluto médio de 16,2%.

De uma forma geral, os formatos ou perfis dos micropilares têm impacto significativo no desempenho térmico e fluidodinâmico do dissipador de calor. Em primeiro lugar, os diferentes formatos das aletas influenciam o comportamento do escoamento de fluido, resultando em padrões distintos de escoamento. Em segundo lugar, a presença destes pode levar à formação de uma zona de circulação ou vórtice na região posterior das aletas, afetando o comportamento da transferência de calor.

2.4 Fluido de trabalho

Além das características superficiais, o fluido de trabalho também influencia diretamente o desempenho dos dissipadores de calor. Espera-se que o fluido de trabalho tenha propriedades térmicas aprimoradas, boa estabilidade química, baixa viscosidade e não corrosividade. Ele também precisa ser não volátil sob as condições operacionais e, até certo ponto, ecologicamente correto (Yu, Li e Cao, 2023). Nesse contexto, a água se destaca como um fluido refrigerante ecologicamente correto e altamente eficiente devido às suas propriedades térmicas favoráveis, como um alto calor específico e um elevado calor latente de vaporização.

Em setores de fabricação avançada, como produção de semicondutores e instrumentos eletrônicos, é necessária água deionizada (DI) que esteja livre de íons dissolvidos (Lindahl *et*

al., 2013). De fato, a dureza da água é um problema comum de qualidade em todo o mundo. A água é considerada ‘dura’ quando contém altos níveis de íons de cálcio (Ca^{2+}) e magnésio (Mg^{2+}); mais de 85% da água doce disponível é classificada como água dura devido à presença desses íons. A presença de íons de dureza na água pode ter várias consequências indesejáveis; pode causar problemas em sistemas térmicos, como trocadores de calor, caldeiras e tubulações, devido à formação de depósitos de calcário. Esses depósitos podem levar ao entupimento das tubulações, à redução da eficiência do sistema e até mesmo à quebra de equipamentos (Sun *et al.*, 2021).

Em outros contextos, como em instrumentação de laboratório, análise de substâncias em níveis traço e refrigeração de motores, a qualidade exigida para a água é ligeiramente menor. No entanto, mesmo nessas aplicações, é importante utilizar água com pureza adequada para evitar contaminações e garantir a confiabilidade dos resultados obtidos. Em resumo, a qualidade da água desempenha um papel crucial em diversos setores de alta tecnologia, variando desde a água deionizada de alta pureza utilizada na fabricação de semicondutores até a água com qualidade ligeiramente inferior empregada em análises laboratoriais e refrigeração de motores (Shi *et al.*, 2022).

A fim de avaliar o impacto dos compostos químicos na camada de ozônio e no efeito estufa, foram estabelecidos dois índices. O primeiro, conhecido como Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (*Ozone Depleting Potential*, ODP), quantifica a capacidade de um determinado composto em destruir a camada de ozônio em comparação com o CFC-11, que é atribuído o valor de 1. O segundo está relacionado ao efeito estufa e é resultado de dois efeitos: um efeito direto, causado pela presença física do composto na atmosfera, e outro efeito indireto, resultante da emissão de CO_2 pela queima de combustíveis fósseis para gerar energia elétrica necessária para operar o sistema de refrigeração que utiliza o referido composto. Esse índice é conhecido como Potencial de Aquecimento Global (*Global Warming Potential*, GWP) e é atribuído com base em um horizonte temporal de 100 anos (*Integration Time Horizon*, ITH).

Dentre os compostos refrigerantes fluorocarbonos (FCs) e éteres fluorados hidrogenados (HFEs), o FC-72 e o HFE-7100 são frequentemente utilizados devido às suas temperaturas de saturação próximas às temperaturas de trabalho dos componentes eletrônicos (Tabela 1).

Tabela 1 - Propriedades termofísicas de diferentes fluidos refrigerantes a 1 atm e 25 °C.

	FC 72	HFE 7000	HFE 7100	Água
Ponto de ebulição [°C]	56	34	61	100
Massa específica [kg/m ³]	1680	1400	1510	997
Viscosidade [kg/m·s]×10 ⁻⁴	6,4	4,5	5,8	8,9
Calor específico [J/kg·K]	1100	1300	1183	4182
Condutividade térmica [W/m·K]	0,057	0,075	0,069	0,68
Calor latente vaporização [kJ/kg]	88	142	112	2257
Tensão superficial [mN/m]	10	12,4	13,6	72
ODP	0	0	0	-
GWP (ITH – 100 anos)	>5000	530	320	-

Fonte: Adaptado de Shen *et al.* (2019) e Leong, Ho e Wong (2017).

No entanto, a água se destaca por não apresentar potencial de GWP e potencial de ODP. Isso significa que a utilização da água como fluido refrigerante não contribui para o efeito estufa nem para a destruição da camada de ozônio, tornando-a uma opção ambientalmente segura. Essa é uma vantagem significativa em comparação com outros compostos refrigerantes que podem ter um impacto negativo no meio ambiente. Além de possuir propriedades termofísicas eficientes para aplicações em sistemas de refrigeração, seu ponto de ebulição pode ser ajustado mediante a variação da pressão do sistema.

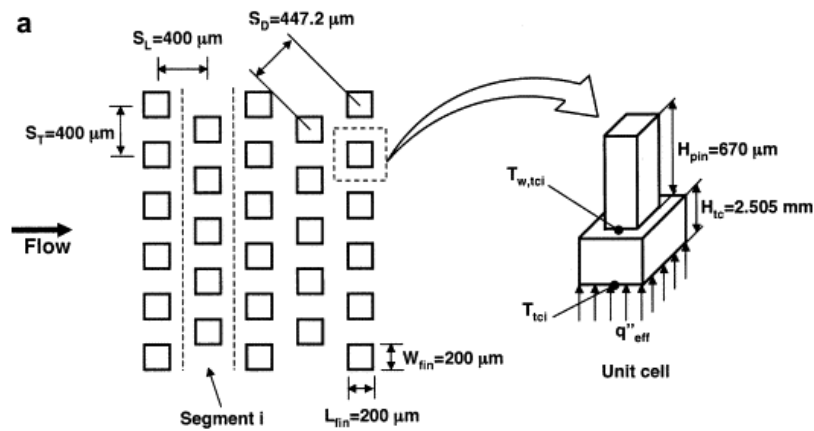
2.5 Correlação para escoamento monofásico

Embora a presente dissertação tenha como objetivo o estudo da ebulição convectiva, as correlações aqui apresentadas servem como um elemento fundamental para compreender e abordar as complexidades adicionais introduzidas pela mudança de fase. Adicionalmente, oferecem uma base comparativa para validação do aparato experimental; o projeto e a otimização de sistemas térmicos que envolvem mudança de fase exigem um conhecimento das características do escoamento monofásico para garantir a confiabilidade dos resultados a serem obtidos em escoamento bifásico.

2.5.1 Queda de pressão

Qu e Siu-Ho (2008) estudaram trocadores de calor compactos com microcanais segmentados, utilizando água deionizada como fluido de trabalho. A Figura 4 mostra os detalhes construtivos dos micropilares quadrados, com arranjo escalonado. Os autores testaram uma superfície com um total de 1950 micropilares, espaçados transversal e longitudinalmente em 400 μm e com altura dos micropilares igual a 670 μm .

Figura 4 - Desenho esquemático da superfície testada por Qu e Siu-Ho (2008).



Fonte: Qu e Siu-Ho (2008).

O fator de atrito e a queda de pressão propostos pelos autores são dados por, respectivamente:

$$f = 20,09 Re^{-0,547} \quad (1)$$

$$\Delta p_{Qu-Siu} = \sum_{i=1}^{N_L} \Delta P_{fin,i} = \sum_{i=1}^{N_L} f_{fin,i} \left(\frac{\mu_{f,i}}{\mu_{w,i}} \right)^{0,58} \frac{(\rho_{f,i} u_{max,i}^2)}{2} \quad (2)$$

sendo N_L o número de fileiras longitudinais de micropilares; $\mu_{f,i}$ e $\mu_{w,i}$ correspondem à viscosidade dinâmica do fluido [kg/m·s] avaliada na temperatura média do fluido na fileira i , $T_{f,i}$ [°C], e na temperatura da superfície T_p [°C], respectivamente; $\rho_{f,i}$ é a densidade do fluido [kg/m³], avaliada em $T_{f,i}$; e $u_{max,i}$ é a velocidade máxima do escoamento na seção [m/s].

Em Tullius *et al.* (2012) foram analisadas diferentes geometrias e arranjos de micropilares, variando-se a seção transversal e espaçamento. Desta forma, os autores propuseram diferentes correlações levando em consideração o formato e o arranjo dos micropilares. No

presente estudo, os dados experimentais para a queda de pressão foram comparados com a correlação proposta para micropilares quadrados, cujo fator de atrito é dado por:

$$f = C_f \left(\frac{S_L}{D_{h,fin}} \right)^{0,2} \left(\frac{S_T}{D_{h,fin}} \right)^{0,2} \left(\frac{H}{D_{h,fin}} \right)^{0,18} \left(1 + \frac{d_h}{D_{h,fin}} \right)^{0,2} Re_f^{-0,435} \quad (3)$$

onde o coeficiente C_f está relacionado à geometria dos micropilares (5,28 para micropilares com formato quadrado e 1,81 para micropilares com formato diamante), Re_f é o número de Reynolds avaliado no $D_{h,fin}$ e d_h correspondem à diferença entre a altura do canal e a altura do micropilar. Para o cálculo da queda de pressão, os autores usaram a expressão geral dada por:

$$\Delta P_{Tullius} = N_L \cdot f \left(\frac{G^2}{2\rho} \right) \quad (4)$$

sendo N_L o número de fileiras de micropilares ao longo do escoamento, ρ a massa específica do fluido [kg/m³], avaliada na temperatura média no escoamento, e G a velocidade mássica do escoamento [kg/m²·s].

2.5.2 Transferência de calor

Na teoria clássica da transferência de calor, o número Nusselt é uma função do número de Reynolds e do número de Prandtl, sendo um número adimensional que descreve a eficiência da transferência de calor por convecção em relação à condutividade térmica do fluido. Quanto maior o número de Nusselt, mais eficiente é a transferência de calor convectiva. Liu *et al.* (2011) propuseram uma correlação para a transferência de calor em escoamento monofásico por meio do ajuste de seus dados experimentais, levando em consideração as propriedades do fluido de trabalho e as características geométricas dos micropilares. Assim:

$$Nu_{Liu} = 0,1245 Re_f^{0,6106} Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (5)$$

sendo que, Pr_f representa o número de Prandtl estimado na temperatura média do fluido e, Pr_p é o número de Prandtl estimado na temperatura de parede.

A correlação de Tullius *et al.* (2012) foi desenvolvida para micropilares considerando diferentes parâmetros geométricos como segue:

$$Nu_{Tullius} = C_{Nu} \left(\frac{S_L}{D_{h,fin}} \right)^{0,2} \left(\frac{S_T}{D_{h,fin}} \right)^{0,2} \left(\frac{H}{D_{h,fin}} \right)^{0,25} \left(1 + \frac{d_h}{D_{h,fin}} \right)^{0,4} Re_f^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (6)$$

Na expressão acima, a constante C_{Nu} está relacionado à geometria dos micropilares (0,0937 para formato quadrado e 0,036 para formato diamante); S_L e S_T representam, respectivamente, os passos longitudinal e transversal, medidos em metros [m]; H é a altura dos micropilares e, d_h corresponde à diferença entre a altura do canal e a altura do micropilar. Por fim, Pr_p é o número de Prandtl estimado na temperatura da superfície.

De um modo geral, as correlações para predição do CTC são empíricas, derivadas de extensos bancos de dados experimentais e específicas para as geometrias e condições de escoamento testados. Para micropilares, essas correlações normalmente levam em consideração o diâmetro da aleta, a altura, o espaçamento, além das propriedades termofísicas do fluido de trabalho.

2.6 Síntese da revisão bibliográfica

Conforme os resultados apresentados na literatura, micropilares ou microcanais segmentados são alternativas promissoras para a intensificação da transferência de calor em escoamento, seja em regime monofásico ou bifásico. Ademais, observou-se que o aumento na transferência de calor usando dissipadores de calor com micropilares foi acompanhado de uma penalidade na queda de pressão. Em geral, foi indicado que o desempenho térmico e fluidodinâmico depende das características construtivas das aletas e das condições de operação.

A fim de maximizar o desempenho dos dissipadores de calor com microcanais segmentados, foram propostos novos projetos além do típico arranjo alinhado e escalonado. Logo, considerando as inúmeras possibilidades de variações de projeto, é esperado que as correlações usualmente utilizadas para prever o CTC e a queda de pressão podem não prever satisfatoriamente os resultados para uma ampla gama de condições operacionais e especificações geométricas. Cada configuração pode necessitar de sua própria análise sistemática, fazendo-se então necessárias mais pesquisas experimentais de forma a compreender os efeitos

dos principais parâmetros relacionados à superfície (propriedades do material, geometria e arranjo das microaletas, fluxo de calor aplicado, etc.) e ao fluido de trabalho (propriedades termofísicas, vazão mássica e temperatura na entrada, dentre outros).

3 METODOLOGIA

O presente tópico apresenta uma descrição do aparato experimental utilizado neste estudo, incluindo o detalhamento da seção de teste. O aparato experimental encontra-se localizado no Núcleo de Estudos em Transferência de Calor e Nanotecnologia / NEST-n, no Departamento de Engenharia Aeronáutica, da Faculdade de Engenharia de São João da Boa Vista (UNESP/FESJ). Seus circuitos principais e auxílios foram construídos anteriormente ao desenvolvimento desta dissertação, no estudo de Nunes (2023).

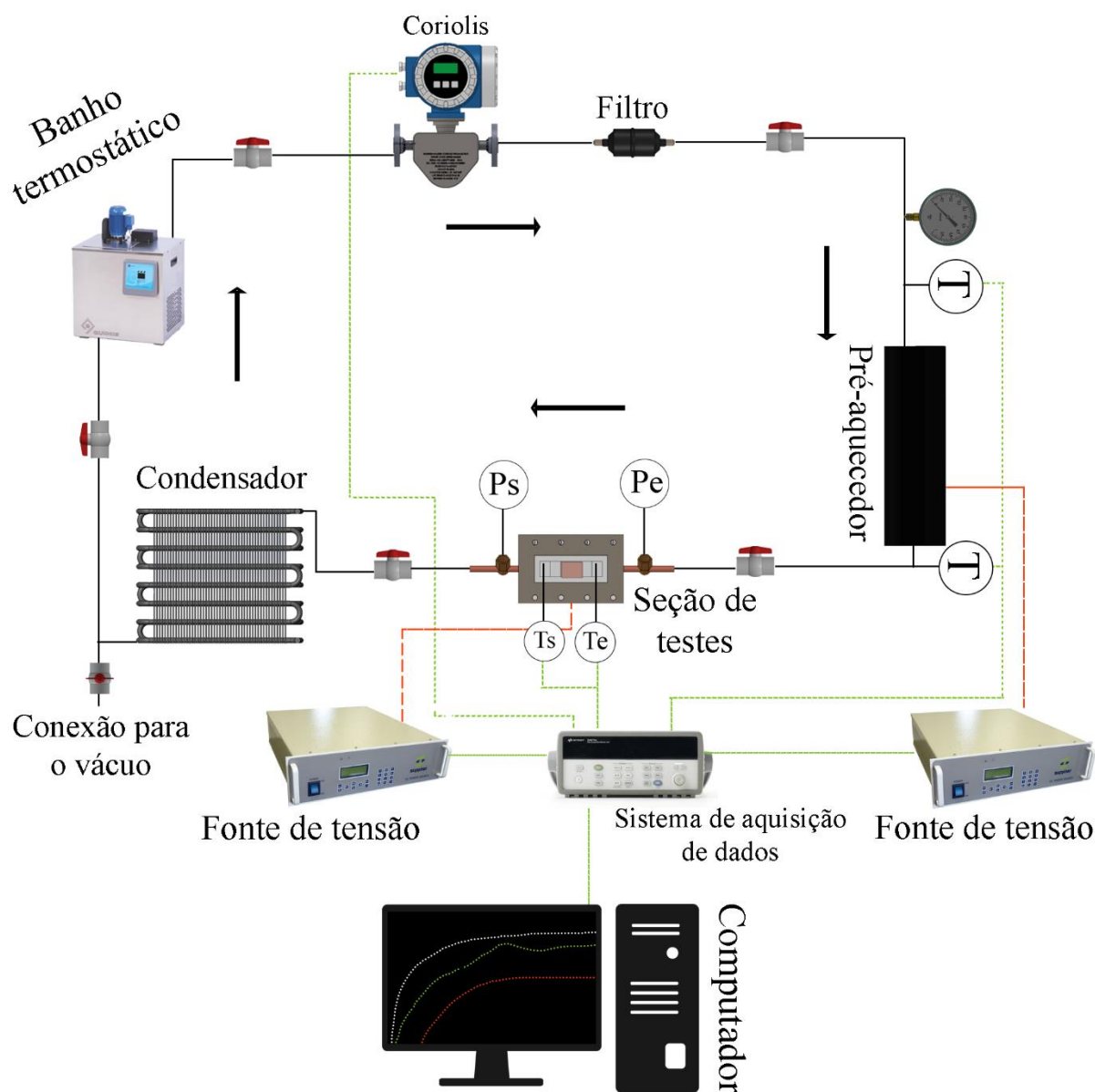
3.1 Aparato experimental

Na Figura 5 tem-se um desenho esquemático do aparato experimental no qual foram realizados os testes, indicando todos os seus componentes para o funcionamento adequado da bancada. Um banho termostático, QUIMIS[®] Q241M, foi utilizado para deslocar o fluido e controlar a temperatura de entrada deste no pré-aquecedor; o ajuste fino da vazão foi feito por meio de uma válvula tipo agulha (marca Swagelok[®]). Para a medição da vazão mássica foi utilizado um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis (marca Yokogawa modelo RCEP25S com incerteza de medição de 0,10%). Um filtro da marca Danfoss, modelo DML163 hermeticamente selado, foi colocado em uma configuração de derivativo (linha *by-pass*) para permitir a realização da purificação do fluido de trabalho, quando houvesse necessidade de manutenção do circuito principal.

O pré-aquecedor consistiu em uma resistência elétrica do tipo fita enrolada em uma tubulação de cobre ($\varnothing$ 9,5 mm e comprimento de 800 mm), isolada do meio ambiente por meio de espuma de poliuretano e PVC. O fluido de trabalho escoou pelo pré-aquecedor garantindo que o mesmo entrasse na seção de teste em condições de temperatura pré-estabelecidas. O pré-aquecedor foi instalado à montante da seção de teste, sendo que termopares e manômetros tanto na entrada quanto saída do mesmo possibilitaram a aferição da temperatura e pressão, respectivamente.

Na entrada e saída da seção de teste, transdutores de pressão absoluta (modelo PXM309 OmegaTM, $\pm 0,25\%$ FE) e termopares tipo K (com incerteza de 0,2 °C) foram instalados para aferição das pressões e da temperatura do fluido, respectivamente. Um condensador foi instalado à jusante da seção de teste a fim de reduzir a entalpia do fluido, retornando o mesmo à fase líquida antes de retornar ao reservatório.

Figura 5 - Desenho esquemático do aparato experimental.



Fonte: Própria autora.

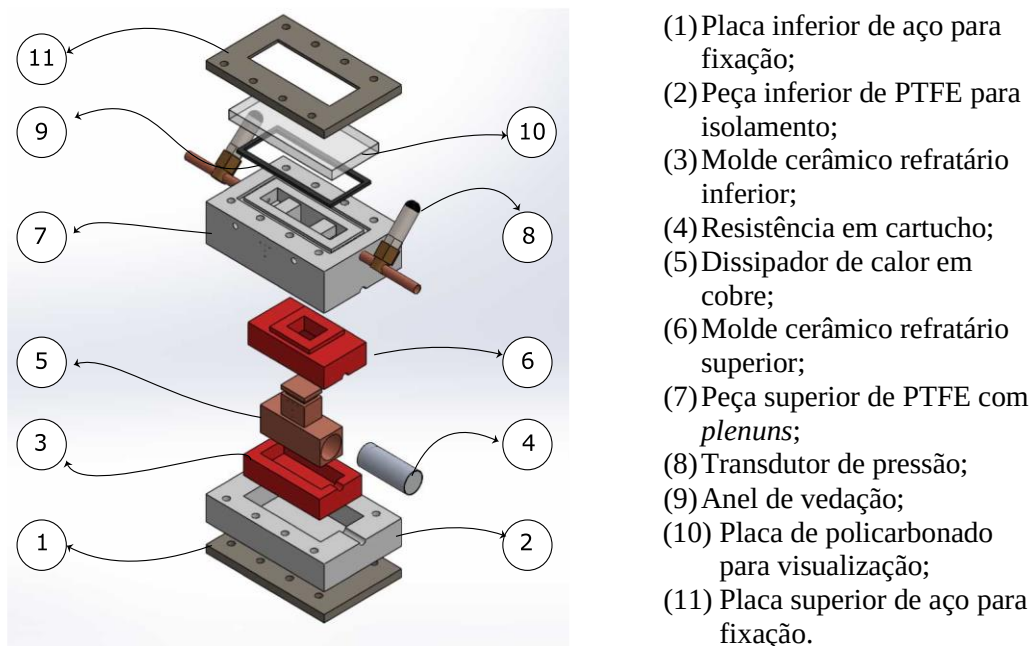
3.2 Seção de teste

O planejamento da seção destinada aos testes (Figura 6), que abriga o componente de dissipação térmica, foi concebido utilizando o *software* de Desenho Assistido por Computador AutoCAD® 2019 (Release 23.0), visando simplificar os ajustes durante a fase de produção e reduzir potenciais equívocos na montagem.

O dissipador de calor (Figura 7) consiste em um bloco de cobre no qual foi usinado os micropilares quadrados. Na base do dissipador de calor têm-se cinco termopares tipo K para aferição da temperatura e determinação do fluxo de calor transferido para o fluido de trabalho

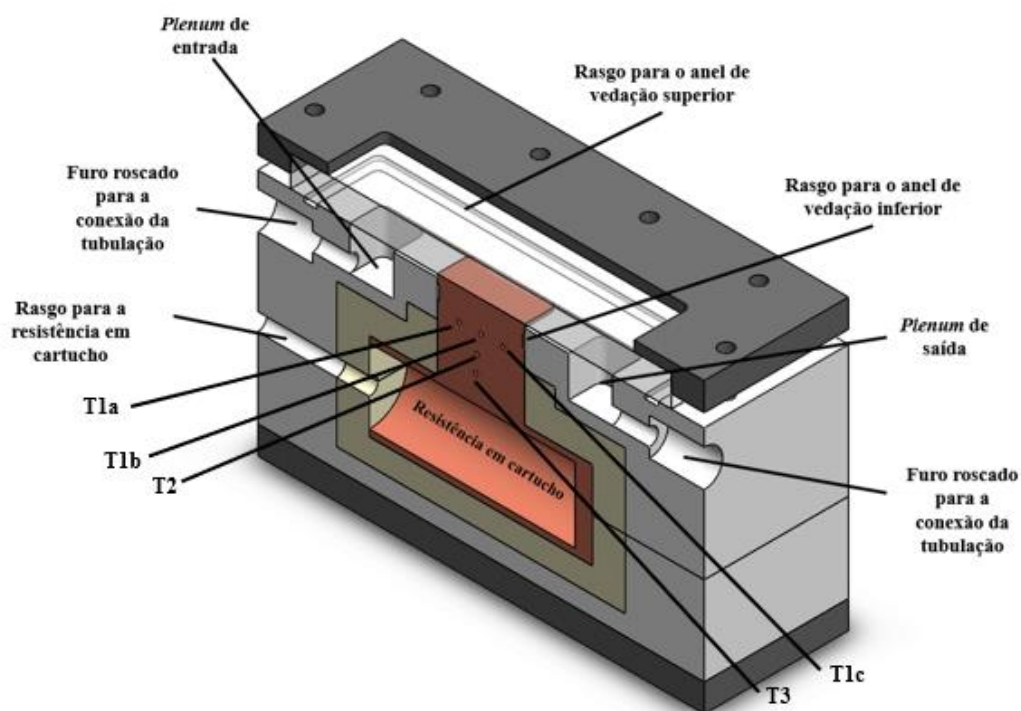
(Figura 7). Uma resistência elétrica do tipo cartucho com 250 W/220 V, alimentada por uma fonte de potência (marca TECTROL, modelo TCA 300-05BR1A, 300V-5A), forneceu a potência necessária para os ensaios.

Figura 6 - Seção de testes em vista isométrica explodida com descrição dos componentes.



Fonte: Própria autora.

Figura 7 - Vista frontal em corte total com descrição dos detalhes internos.



Fonte: Própria autora.

Na parte superior, uma placa de policarbonato de 5 mm de espessura foi utilizada para isolamento térmico e visualização do escoamento. Nas laterais, o isolamento térmico da seção foi feito por meio de um molde cerâmico refratário envolto por uma peça de politetrafluoretileno, na qual foram usinados os *plenums* de entrada e saída do dissipador de calor. Os *plenums* foram fabricados com dimensões 10 x 15 x 10 mm (altura x largura x comprimento), possuindo acesso para termopares tipo K para aferição das temperaturas de entrada e saída do fluido. Entre os *plenums* e a superfície de teste foram fabricados canais com 0,75 mm de profundidade com o objetivo de uniformizar o escoamento na região dos micropilares.

Os dissipadores de calor com micropilares foram confeccionados 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. Os micropilares, com altura de 350 μm , largura de 300 μm e espaçamento de 250 μm , foram fabricados sobre uma superfície de cobre de 20 x 15 mm.

Na Tabela 2 têm-se as características das superfícies testadas e na Figura 8 têm-se imagens (vista superior) dos micropilares para ambos os arranjos analisados — alinhado e escalonado.

Tabela 2 - Características construtivas das superfícies de testes.

Arranjo	Altura, H [μm]	Largura, D [μm]	Espaçamento, S [μm]	Número de aletas
Alinhado	350	300	250	972
Escalonado	350	300	250	988

Fonte: Própria autora.

Figura 8 - Arranjos construtivos dos micropilares sobre a superfície de teste.

(a) alinhado; (b) escalonado

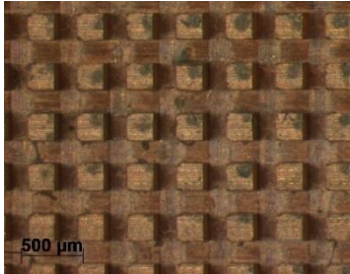
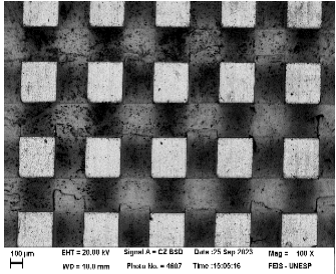
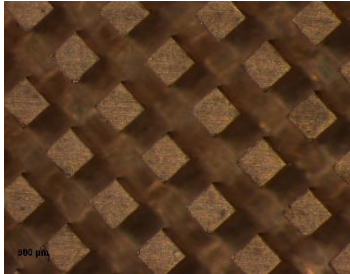
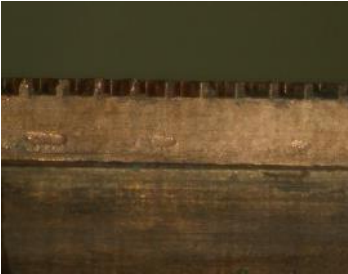
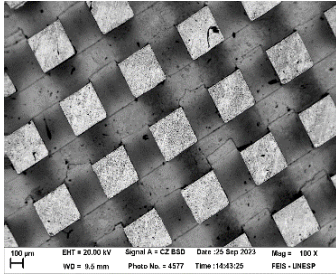


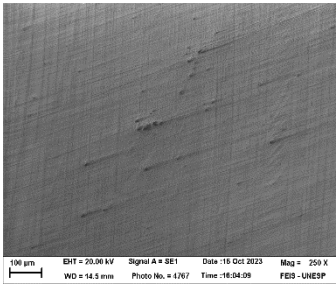
Fonte: Própria autora.

No processo de caracterização utilizando a Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV), Tabela 3 e Figura 9, foi conduzida uma análise das dimensões finais dos micropilares nas amostras. Esta análise possibilita a confirmação da precisão do método de microfresamento empregado na fabricação das superfícies. Para o arranjo alinhado (Figura 9a), tanto o passo longitudinal, S_L , quanto o passo transversal, S_T , foram iguais a 550 μm ; para o arranjo escalonado (Figura 9b), estes parâmetros foram iguais a 800 μm .

A rugosidade de uma superfície é uma medida das suas irregularidades e asperezas. A rugosidade da superfície afeta positivamente a transferência de calor (Bagher e Masoud, 2024). O valor R_a é um dos parâmetros mais comuns para quantificar a rugosidade, representando a média aritmética dos desvios absolutos do perfil da superfície em relação à linha média, ao longo de um comprimento de amostragem. Para a superfície plana (de referência) o R_a foi de $0,17 \pm 0,08 \mu\text{m}$, indicando que a média das variações da altura dos picos e vales em relação à linha média é de 0,17 micrômetros, com uma margem de variação de 0,08 micrômetros; sendo considerada uma superfície lisa no presente estudo.

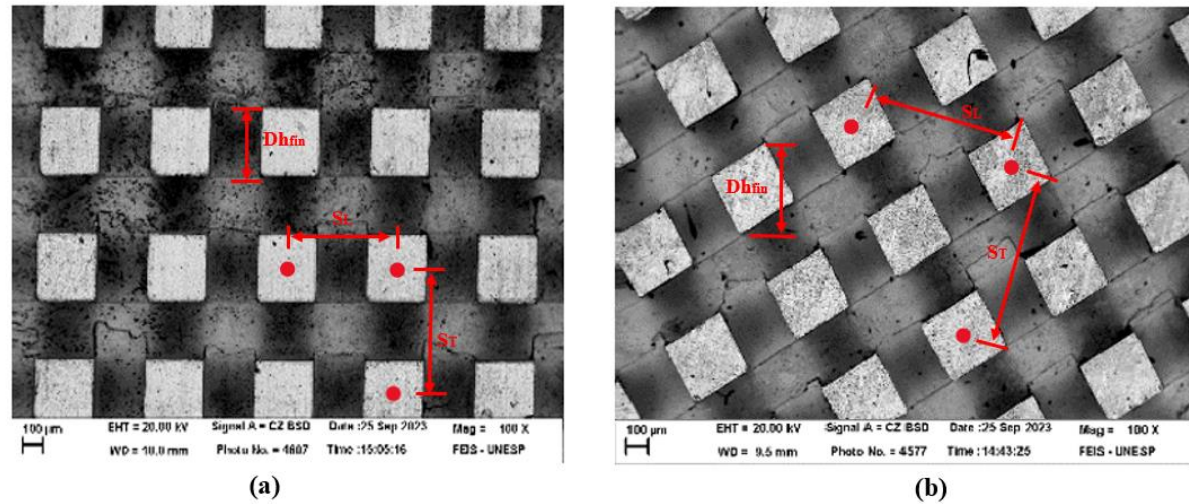
Tabela 3 – Imagens de microscopia das superfícies de teste.

Arranjo	Vista superior	Vista lateral	Imagem MEV (100%)
Alinhado			
Escalonado			

Arranjo	Vista superior	Vista lateral	Imagem MEV (100%)
Plana		-	

Fonte: Própria autora.

Figura 9 - Medição dos parâmetros geométricos S_T e S_L , nas amostras testadas. (a) Alinhada; (b) Escalonada



Fonte: Própria autora.

A molhabilidade foi avaliada por meio da visualização e medição do ângulo de contato estático, representado por θ . Para realizar essa medição, uma gota de água deionizada, com volume de 10 μl , foi depositada sobre a superfície de teste utilizando uma micropipeta de volume variável (Digipet, 2 a 20 μl , inexactidão $< 1,0\%$), posicionada verticalmente sobre a amostra (Figura 10). Em seguida, as imagens da gota sobre a amostra foram capturadas usando uma câmera digital DSLR D5300 NIKON equipada com uma lente macro Tokina AT-X M100 PRO D. Posteriormente, as imagens foram analisadas utilizando o software Tracker.

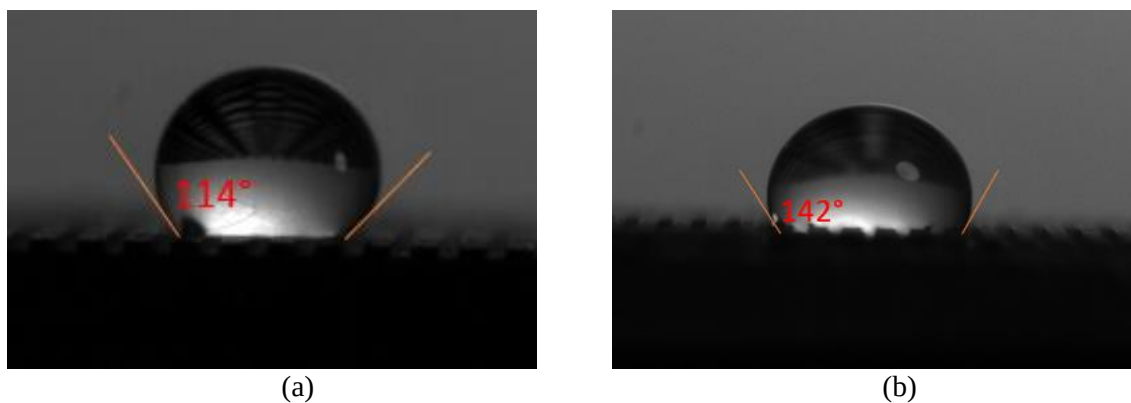
Figura 10 - Esquema do aparato experimental utilizado para medição do ângulo de contato



Fonte: Própria autora.

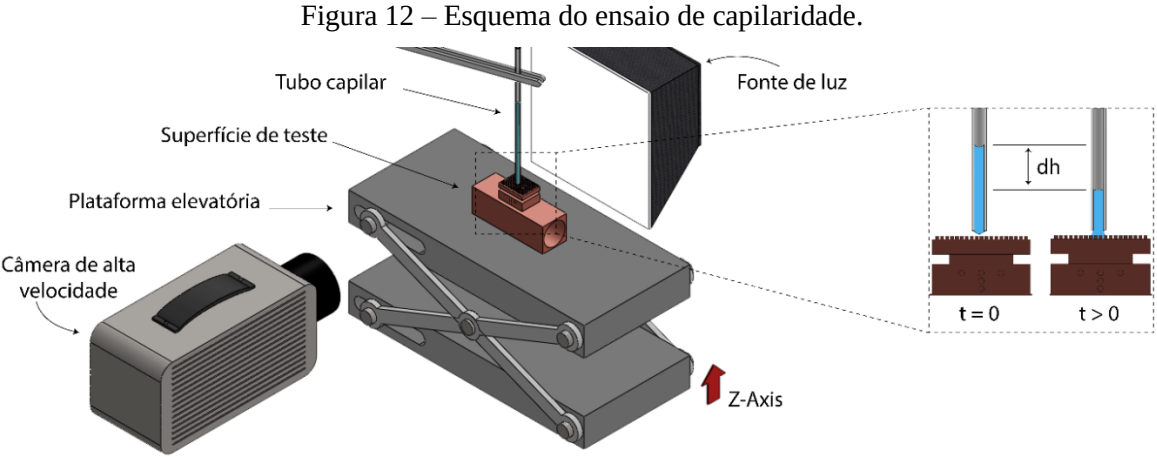
As amostras analisadas no presente estudo exibiram um comportamento não molhante, indicando comportamento de superfícies hidrofóbicas (Figura 11).

Figura 11 – Imagens resultantes do teste de molhabilidade (a) Alinhada; (b) Escalonada.



Fonte: Própria autora.

Para a análise de capilaridade foi utilizada a mesma técnica apresentada por Rahman *et al.* (2014) e replicada por Manetti *et al.* (2021), cujo aparato experimental encontra-se na Figura 12. Uma câmera de alta velocidade foi utilizada para filmagem do deslocamento da coluna de líquido dentro de um tubo capilar ($\varnothing$ 1 mm). A capilaridade foi dada pelo volume de líquido absorvido pela superfície no instante em que esta entra em contato com o tubo capilar. A incerteza na medição foi estimada como uma resolução de pixel, $\pm 0,03$ mm.



Fonte: Própria autora.

Na Tabela 4 é possível observar o deslocamento da coluna de líquido dentro do tubo capilar durante os primeiros 25 ms após o contato entre o tubo capilar e a superfície.

Tabela 4 - Ensaio de capilaridade para as superfícies com micropilares.

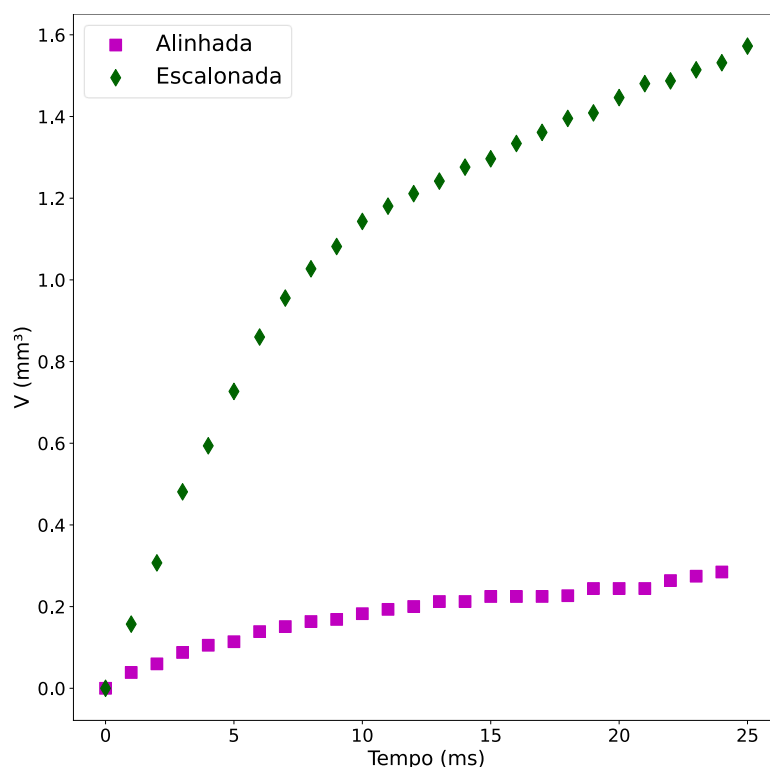
Arranjo	t = 0 s	t = 10 ms	t = 25 ms
Alinhado			
Escalonado			

Fonte: Própria autora.

A partir das dimensões de área da base do tubo capilar (A_{tc}) e a altura (y) da coluna de líquido no instante inicial, foi possível determinar o volume de água deionizada ‘sugado’ pe-

los canais existentes entre os micropilares em função do tempo (Figura 13). Quanto maior a capilaridade, maior a capacidade de a superfície absorver o fluido e, conseqüentemente, melhor será a reposição de líquido junto à superfície de aquecimento.

Figura 13 – Resultado dos ensaios de capilaridade (volume de líquido absorvido pela superfície em função do tempo).



Fonte: Própria autora.

3.3 Caracterização do fluido de trabalho

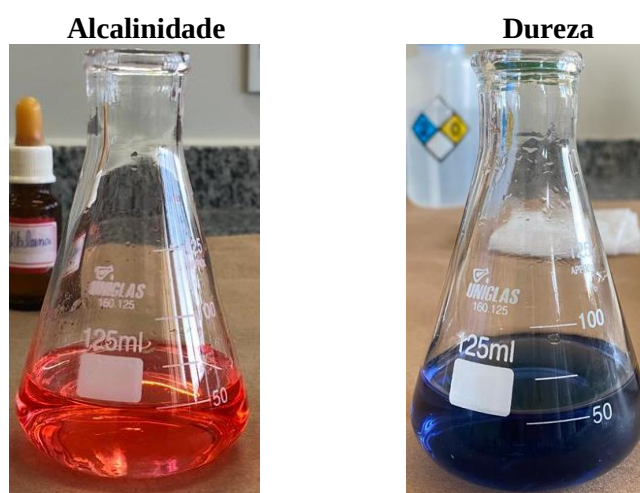
Neste trabalho foi dada uma atenção para análise das propriedades físico-químicas do fluido de trabalho, ou seja, da água deionizada. A polaridade afeta as interações moleculares, que por sua vez interferem no comportamento do escoamento. De acordo com Brown, Lemay e Bursten (2005), a polaridade surge da distribuição desigual de cargas elétricas dentro de uma molécula. A água é uma molécula polar devido à distribuição assimétrica de cargas elétricas entre seus átomos de hidrogênio e oxigênio. Sua polaridade permite formar ligações de hidrogênio, que são forças atrativas intermoleculares significativas.

Segundo Atkins e Jones (2011), essas interações de hidrogênio aumentam a interação entre as moléculas de água e afetam a viscosidade e o comportamento do escoamento, tornando mais difícil para as moléculas se moverem umas em relação às outras e resultando em

maior viscosidade em comparação com fluidos não polares ou de baixa viscosidade. Como já foi dito anteriormente, a dureza da água é um problema; a água é considerada ‘dura’ quando contém altos níveis de íons de cálcio (Ca^{2+}) e magnésio (Mg^{2+}). Desta forma, foi realizada uma titulação para determinar a concentração de íons presentes na água após seu processo de deionização.

A titulação é uma técnica analítica empregada para determinar a concentração de íons específicos em uma solução. No contexto da água deionizada, os íons frequentemente monitorados compreendem o íon hidrogênio (pH) e íons metálicos como Ca^{2+} , Mg^{2+} , sódio (Na^+), entre outros; no entanto, durante o armazenamento ou manipulação, ainda pode ocorrer a contaminação por íons presentes no ambiente. Portanto, para assegurar a qualidade do fluido de trabalho, foram analisados dois parâmetros: alcalinidade e dureza (Figura 14). Para os dois parâmetros analisados, os resultados foram praticamente inexistentes. O pH encontrado foi de 6,8. A análise do pH foi feita por meio do pHmetro microprocessado de bancada - Q400MT (incerteza de 0,02 pH), da marca Quimis, calibrado com as soluções tampão de pH 4,0; 6,32 e 9,01. A dureza apresentou valor inexistente. Assim que foi colocado o indicador a substância ficou automaticamente azul, mostrando que a amostra não apresentava níveis de íons de Ca^{2+} e Mg^{2+} ; já a alcalinidade ficou em 2 ml/L. Assim, sabendo que este valor deve tender a zero e considerando a incerteza de medição fornecida pelo fabricante, pode-se afirmar que a água deionizada utilizada atende aos requisitos de pureza.

Figura 14 - Análise físico-química da água deionizada usada no presente estudo.



Fonte: Própria autora.

Por meio da análise da condutividade térmica do fluido de trabalho pode-se compreender melhor como a presença de impurezas afeta a capacidade de um líquido em conduzir

calor. As diferenças observadas nos resultados destacam a influência da composição química na capacidade de condução de calor dessas substâncias. A medição da condutividade térmica baseou-se na análise da resposta térmica do fluido relativamente ao estímulo provocado por um fluxo térmico utilizando uma fonte de tensão variável com incerteza fornecida pelo fabricante de $\pm 0,1$ V. A água deionizada, devido à sua pureza, apresentou uma condutividade térmica estável de $0,63 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, a temperatura de 25°C . Como no Capítulo 4 será feita uma discussão sobre influência do fluido de trabalho no CTC, fez-se também a medição da condutividade térmica do HFE-7100, sendo encontrado o valor de $0,06 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ a 25°C , corroborando os dados apresentados na Tabela 1.

3.4 Procedimento experimental e análise de incertezas

Os testes aqui apresentados foram realizados em regime bifásico, em condições de baixo subresfriamento (10 e 20°C). A taxa de calor transferido do dissipador de calor para o fluido de trabalho e a queda de pressão ao longo do escoamento foram analisadas. A velocidade mássica foi mantida constante em valores específicos ($G = 1000$ e $1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$), enquanto a tensão aplicada à resistência do pré-aquecedor foi ajustada para alcançar o subresfriamento desejado ($\Delta T_{\text{sub}} = 10$ ou 20°C). Além disso, a tensão aplicada à resistência cartucho, responsável pelo aquecimento da superfície de teste, foi ajustada para obter fluxos de calor inicialmente em níveis de 50 kW/m^2 e, posteriormente, reduzidos para 25 kW/m^2 para segurança operacional, pois fluxos mais altos podem resultar em instabilidades no sistema, fluxo reverso e alto título de vapor. A condição de temperatura do fluido na entrada da seção de teste foi assegurada pelo banho termostático e pelo pré-aquecedor.

Foram realizados testes em regime monofásico para validação do aparato experimental tendo como fluido de trabalho água deionizada, para diferentes velocidades mássicas ($450 \leq G \leq 1800 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$) e fluxos de calor aplicado ao sistema ($30, 40$ e 50 kW/m^2).

Foi empregado um sistema da marca Agilent, modelo 34970A, para a coleta dos sinais provenientes dos termopares, dos transdutores de pressão, da tensão aplicada à resistência elétrica e ao pré-aquecedor, e para registro do sinal proveniente do medidor de vazão do tipo Coriolis, bem como o pré-processamento dos dados experimentais. O seguinte procedimento experimental foi adotado para realização dos testes:

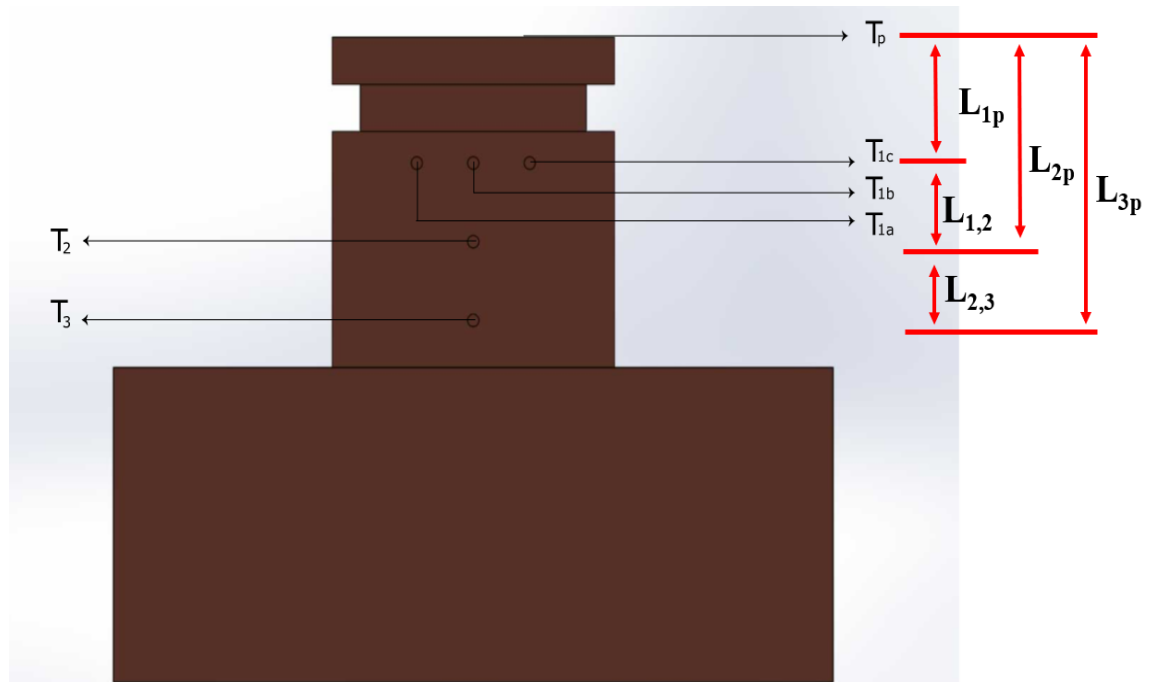
1. Aplicação de ar comprimido em toda a linha para eliminar quaisquer impurezas;
2. Realização de vácuo para eliminar o ar presente dentro da tubulação e favorecer a sucção do fluido de trabalho;

3. Alimentação elétrica do banho termostático, medidor de vazão Coriolis, do condensador, do sistema de aquisição de dados e das fontes de tensão do circuito principal;
4. Verificação dos sinais dos instrumentos e acesso à interface do *software* BenchLink Data Logger 3;
5. Carregamento do reservatório com ~ 2 litros de água deionizada. Depois de finalizado, as válvulas foram abertas para o fluido se deslocar pela linha, preenchendo todo o circuito principal.
6. Acionamento do banho termostático, sendo a vazão mássica dada pelo medidor de vazão Coriolis;
7. Controlando-se a válvula de ajuste fino na saída do banho termostático, acompanhou-se a leitura da vazão mássica fornecida pelo medidor de vazão até atingir a vazão desejada para o ensaio;
8. Fixação da potência da fonte de tensão variável ligada ao pré-aquecedor (marca TEC-TROL, modelo TCA 100-05XR1A) de forma a controlar a temperatura desejada na entrada do dissipador de calor;
9. Fixação da potência elétrica fornecida à resistência tipo cartucho, responsável pelo aquecimento da seção de testes.

Todos os dados experimentais foram obtidos somente após todo o sistema entrar em regime permanente para cada patamar de fluxo de calor aplicado ao dissipador de calor. Esse regime foi obtido quando as variações de temperatura foram inferiores à incerteza experimental dos termopares ($\pm 0,2$ °C advinda da calibração dos termopares, Apêndice A), em um intervalo de tempo de 5 min. O sistema fez a aquisição dos dados de 2 em 2 segundos; utilizaram-se os últimos 100 pontos registrados em regime permanente para tratamento dos dados experimentais.

Para determinar a temperatura da superfície aquecida (T_p), foi aplicado o método de extrapolação de perfil de temperatura linear, o qual envolve a extrapolação do perfil de temperatura linear com base nos valores fornecidos pelos termopares posicionados verticalmente no bloco de cobre, nomeadamente T_{1b} , T_2 e T_3 (Figura 15). Esse método segue uma abordagem similar àquela empregada por Manetti *et al.* (2021).

Figura 15 - Desenho esquemático mostrando as localizações dos termopares e distâncias em [mm] entre os termopares posicionados verticalmente no bloco de cobre.

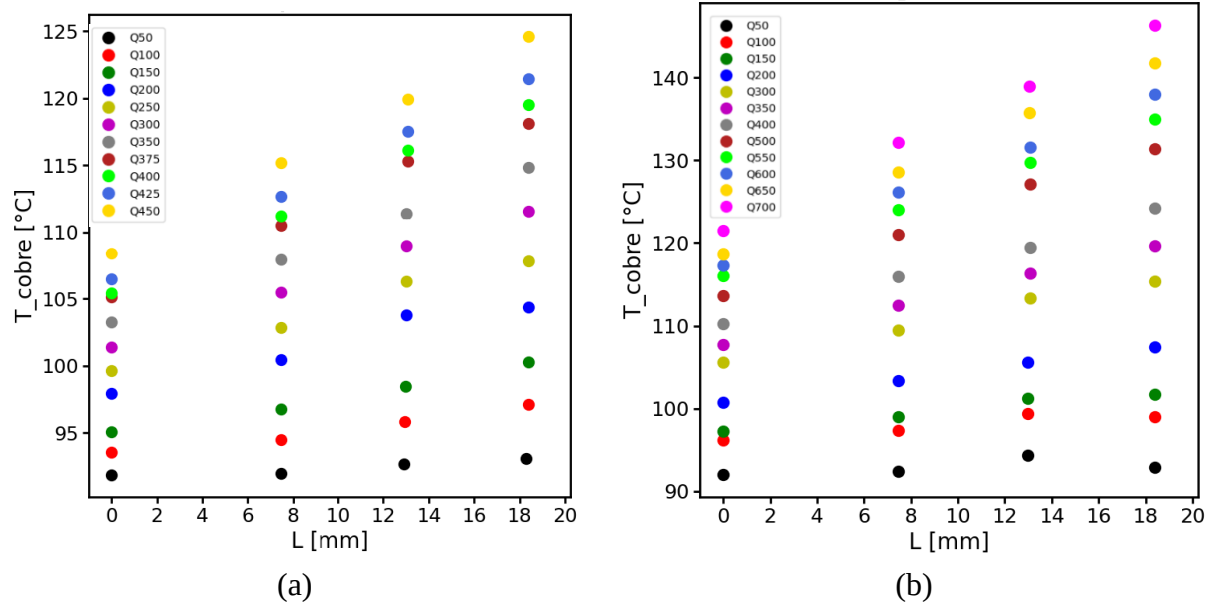


	Alinhada [mm]	Escalonada [mm]	Plana [mm]
L_{1p}	7,08	7,45	7,49
L_{2p}	12,63	12,92	13,17
L_{3p}	18,22	18,40	19,17

Fonte: Própria autora.

A Figura 16 apresenta o perfil de temperatura obtido durante um ensaio para a superfície com arranjo alinhado e escalonado, para diferentes fluxos de calor aplicados e para escoamento bifásico. Os valores R^2 de cada curva ficaram acima de 0,98, corroborando a hipótese de que a condução de calor na direção radial é desprezível.

Figura 16 - Perfil de temperatura linear dos testes bifásicos para determinar a temperatura T_p . (a) arranjo alinhado e velocidade mássica de 1000 kg/m²s; (b) arranjo escalonado e velocidade mássica de 1000 kg/m²s.



Fonte: Própria autora.

No presente trabalho, o coeficiente de transferência de calor ($h_{efetivo}$) foi calculado baseando-se no fluxo de calor efetivo, $q''_{efetivo}$:

$$h_{efetivo} = \frac{q''_{efetivo}}{T_p - T_f} \quad (7)$$

no qual T_p é a temperatura da superfície e T_f a temperatura média do fluido de trabalho, dada pela média aritmética entre a temperatura da água deionizada na entrada e saída do dissipador de calor. O fluxo de calor efetivo considera a área total de superfície disponível para troca térmica. Assim:

$$q''_{efetivo} = \frac{Q_{in} - Q_{loss}}{A_t} \quad (8)$$

sendo Q_{in} a potência fornecida à resistência tipo cartucho, alocada na base da seção de teste. Para escoamento em regime monofásico, a taxa calor perdido (Q_{loss}), em [W], foi calculada como:

$$Q_{loss} = Q_{in} - \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) \quad (9)$$

Para os testes monofásicos aqui apresentados, as perdas térmicas ficaram abaixo de 35%.

Para o escoamento em regime bifásico, a taxa de calor perdido foi considerada da mesma forma que nos trabalhos de Reeser *et al.* (2014) e Prajapati *et al.* (2017), ou seja, como sendo uma média dos valores obtidos para a região monofásica.

Para calcular a área total de transferência de calor, A_t , utiliza-se de conceitos de eficiência e parâmetro de aletas, η e m , respectivamente.

$$\eta = \frac{\tanh(m \cdot H)}{m \cdot H} \quad (10)$$

$$m = \sqrt{\frac{h_{efetivo} \cdot P_{fin}}{k_{cu} \cdot A_c}} \quad (11)$$

sendo, $h_{efetivo}$ o coeficiente de transferência de calor experimental; P_{fin} o perímetro dos micropilares, dado por $P_{fin} = 4D$; k_{cu} é a condutividade térmica do cobre; H é a altura dos micropilares e A_c corresponde à área da seção transversal, dada por $A_c = D^2$.

Assim, a área total de transferência de calor, A_t :

$$A_t = (A_{footprint} - NA_c) + \eta \cdot N \cdot P_{fin} \cdot H \quad (12)$$

sendo $A_{footprint}$ correspondente à área da base do dissipador de calor e N o número total de micropilares.

A queda de pressão foi dada pelos transdutores de pressão localizados na entrada (p_e) e saída (p_s) do dissipador de calor,

$$\Delta p_{medido} = p_e - p_s \quad (13)$$

A incerteza nas medições dos parâmetros geométricos do dissipador de calor foi estimada usando como base a resolução do instrumento de medição, paquímetro. Para os demais instrumentos, as incertezas adotadas foram as fornecidas pelos fabricantes, conforme Tabela 5.

Tabela 5 - Incertezas experimentais dos instrumentos utilizados.

	Termopar	Trasdutor de pressão	Medidor de vazão mássica	Resistência elétrica	Fonte de potência
Incerteza	$\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,4 \text{ Pa}$	$\pm 0,1\%$	$\pm 1 \text{ } \Omega$	$\pm 0,1 \text{ V}$

Fonte: Própria autora.

A incerteza experimental (u) foi calculada utilizando o pacote gratuito desenvolvido em Python chamado *Uncertainties* (©2010-2016, EOL). Esse pacote se baseia no método da série de Taylor e segue as normas padronizadas pelo *Bureau International des Poids et Mesures* (BIPM). As faixas das incertezas obtidas nos testes realizados encontram-se na Tabela 6.

Tabela 6 - Intervalo médio das incertezas experimentais.

Diferença de temperatura ($u_{\Delta T}$)	$1,3 \% < u_{\Delta T} < 16,2 \%$
Fluxo de calor efetivo ($u_{q''}$)	$3,9 \% < u_{q''} < 15,4 \%$
Coeficiente de transferência de calor (u_h)	$4,1 \% < u_h < 24,4 \%$

Fonte: Própria autora.

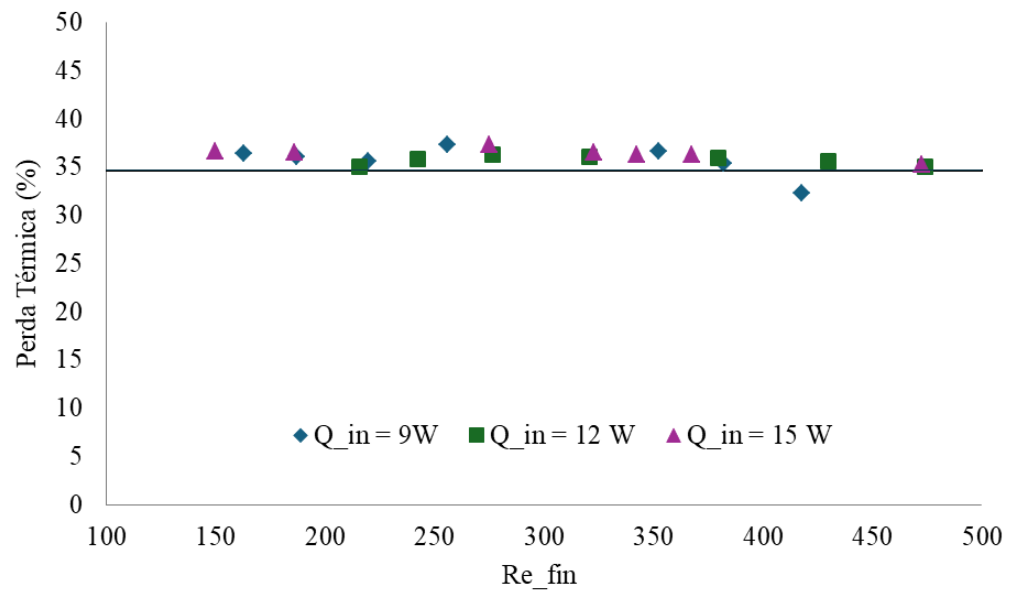
3.5 Perdas térmicas

As análises de perdas foram conduzidas utilizando a Eq. (9), considerando a média de Q_{loss} nos pontos onde o sistema estava em regime monofásico. Após a mudança de fase, os valores de T_p tendem a ser constantes, o que inviabiliza sua utilização para análise de perdas térmicas. Portanto, o calor perdido para regime bifásico foi determinado considerando uma média percentual de perdas térmicas na região monofásica ($Q_{\text{loss-mono}}$), calculada por:

$$\%Perdas = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{Q_{\text{loss-mono}}}{Q_{in}} \times 100 \quad (14)$$

Considerando todas as amostras aqui analisadas, o valor médio das perdas térmicas permaneceu abaixo de 35% (Figura 17).

Figura 17 - Porcentagem de calor perdido ao ambiente para regime monofásico.



Fonte: Própria autora.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados os resultados dos ensaios que foram realizados para escoamento monofásico e bifásico. Resultados experimentais em condições monofásicas foram utilizados na validação do aparato experimental por meio de comparações com os valores estimados a partir de métodos de previsão de transferência de calor e queda de pressão da literatura, descritos no Capítulo 2.

4.1 Resultados para escoamento em regime monofásico

Os testes em regime monofásico têm como finalidade verificar a coerência dos resultados obtidos experimentalmente, comparando-os com correlações aceitas da literatura. Os testes foram realizados para diferentes condições de operação (Tabela 7) e em dias diferentes (em triplicata), a fim de verificar a repetibilidade dos dados aferidos sob condições diversas.

Tabela 7 – Condições dos testes de validação (escoamento em regime monofásico).

Arranjo	G [kg/m ² s]	Re [-]	Q_{in} [W]	$q''_{efetivo}$ [kW/m ²]
Alinhado	458 – 1810	141 – 565	8,3 – 16,3	19,8 – 42,2
Escalonado	551 – 1813	213 - 675	8,1 – 16,0	19,3 – 59,1

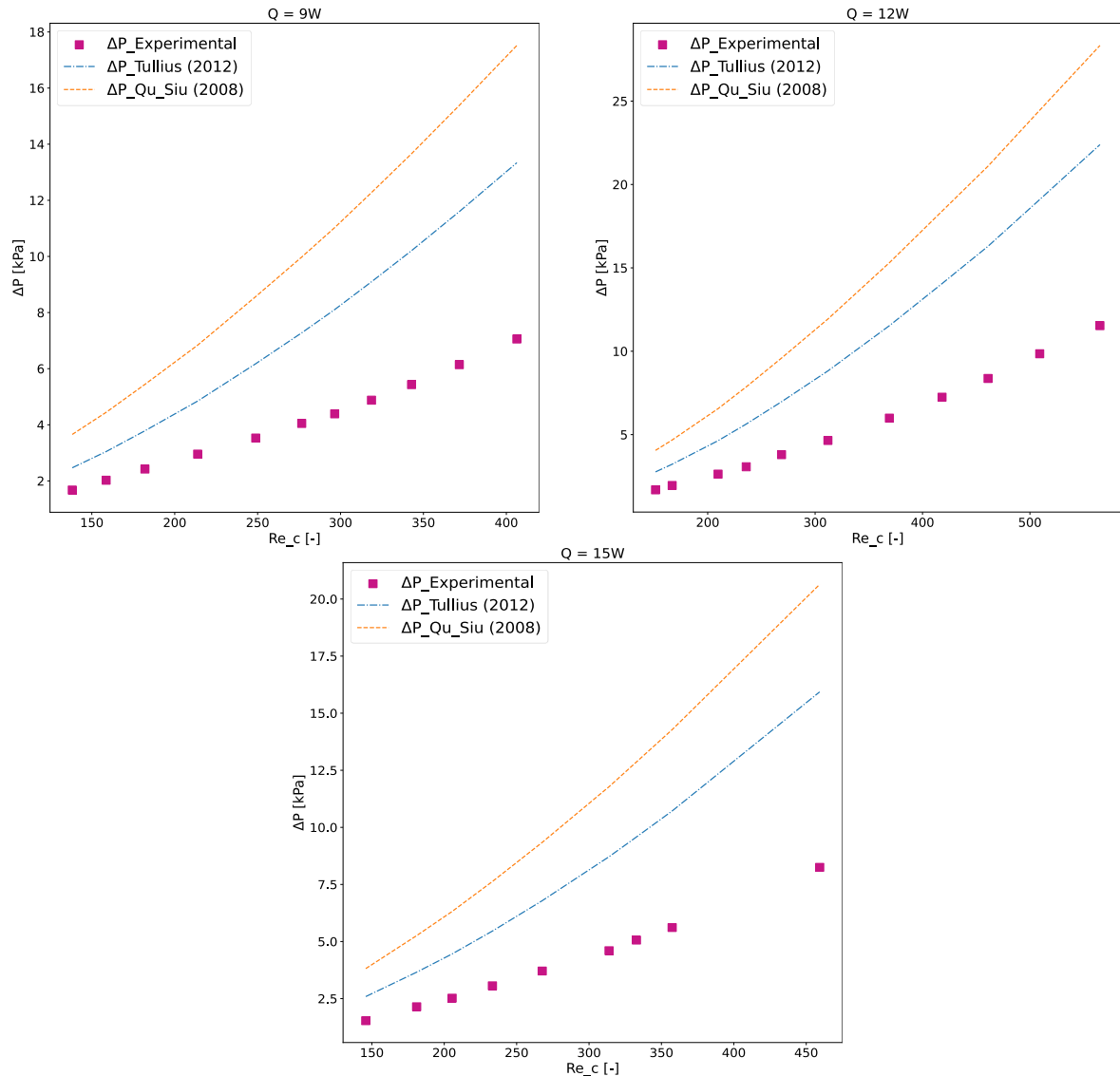
Fonte: Própria autora.

4.1.1 Queda de pressão

Os resultados obtidos para a queda de pressão ao longo dos micropilares foram comparados com as correlações de Qu e Siu-Ho (2008), e Tullius *et al.* (2012), ambas desenvolvidas para superfícies com microcanais segmentados.

Na Figura 18 tem-se a comparação entre os dados experimentais para a queda de pressão e aqueles preditos pelas correlações acima mencionadas, para a superfície com arranjo alinhado. Em termos quantitativos, o erro absoluto médio (MAE) em relação à correlação de Qu e Siu-Ho (2008) foi de, em média, 38%; e em relação à correlação de Tullius *et al.* (2012) de, em média, 24%.

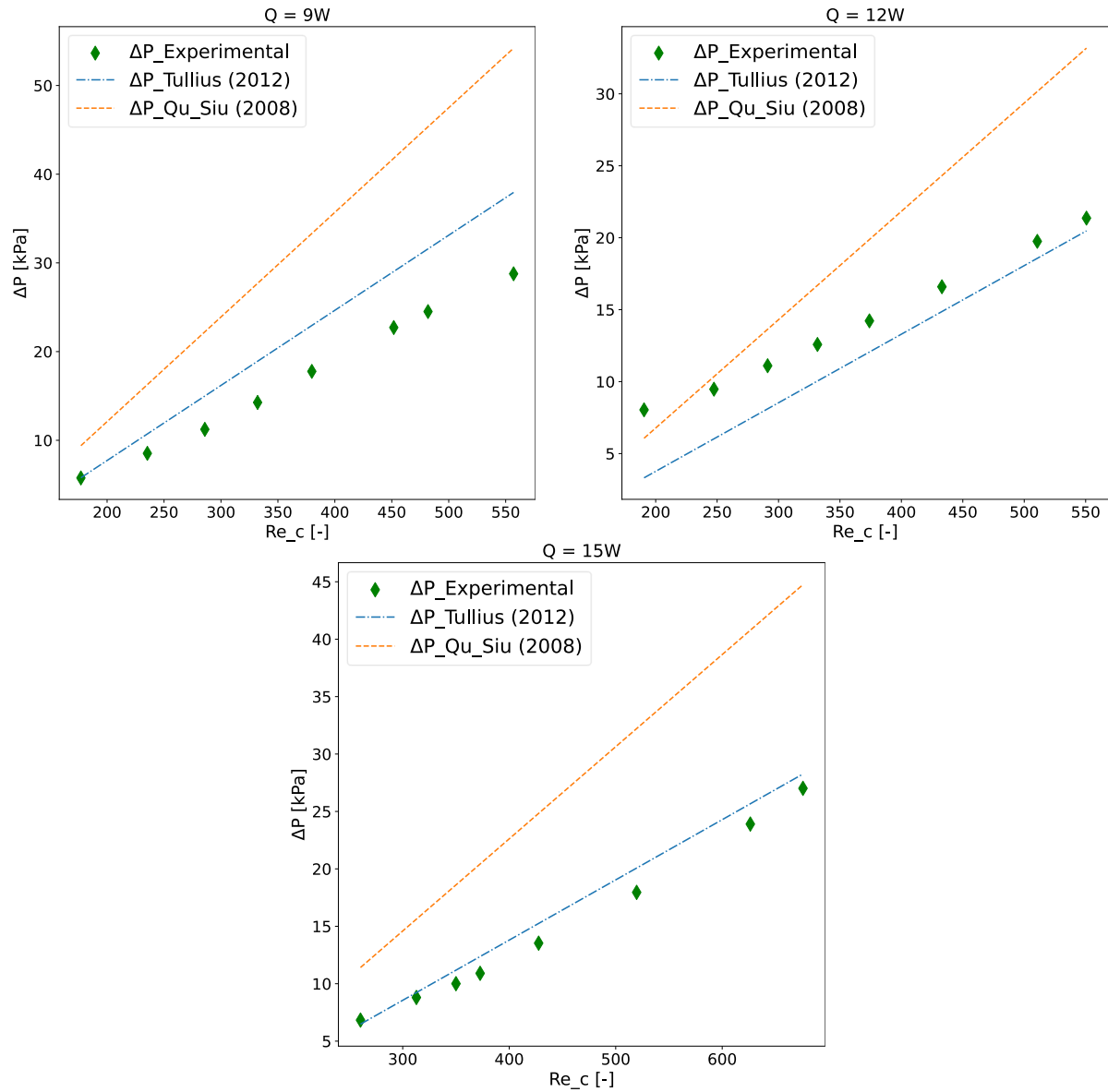
Figura 18 - Comparação entre a queda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para o arranjo alinhado.



Fonte: Própria autora.

Na análise para o escoamento em regime monofásico considerando a superfície com arranjo escalonado observou-se um comportamento semelhante ao arranjo alinhado, *i.e.*, aumento da queda de pressão com o aumento da velocidade mássica. Em termos quantitativos, o MAE em relação às correlações de Qu e Siu-Ho (2008) e Tullius *et al.* (2012) foram menores (em média, 23% e 13%, respectivamente). A Figura 19 ilustra os resultados experimentais comparados com as correlações mencionadas.

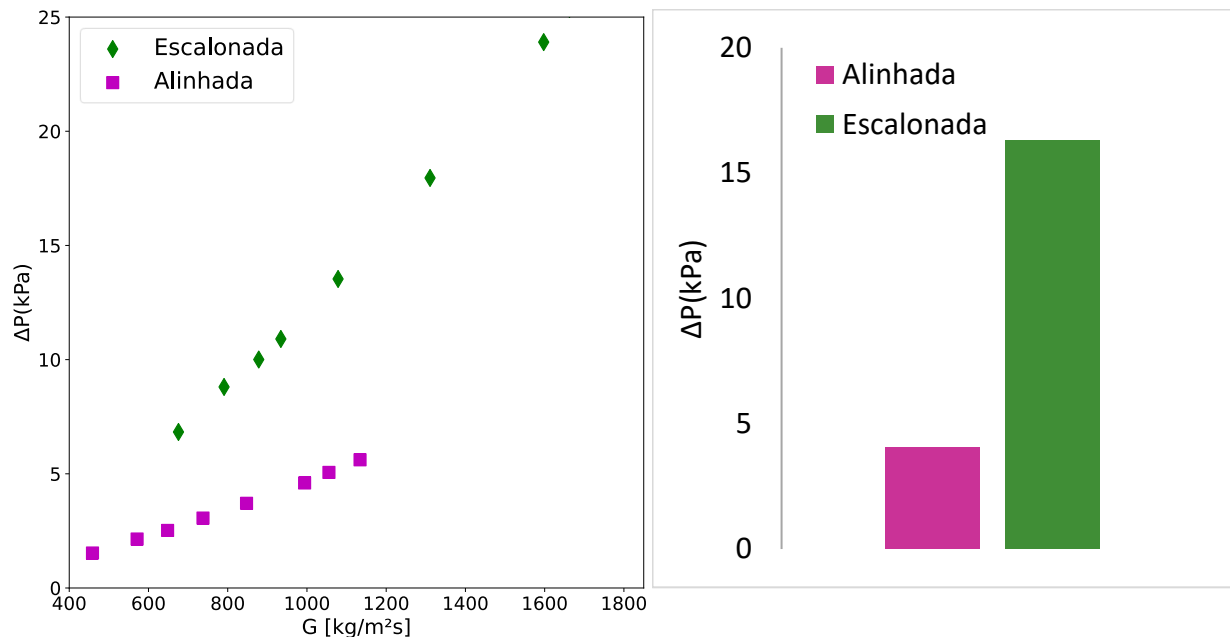
Figura 19 - Comparação entre a queda de pressão obtida experimentalmente e a obtida por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a superfície com arranjo escalonado.



Fonte: Própria autora.

Independente do arranjo analisado, a queda de pressão obtida experimentalmente aumenta à medida que se aumenta a velocidade mássica e, consequentemente, o número de Reynolds (Figura 20). O aumento da queda de pressão com a velocidade mássica se deve pela aceleração do fluido e aumento da tensão de cisalhamento na parede (Yubing *et al.*, 2023). Nos gráficos estão presentes as incertezas da queda de pressão, porém como ficaram muito pequenas elas acabam sendo imperceptíveis.

Figura 20 - Desempenho hidrodinâmico para arranjo alinhado e escalonado ($Q_{in} = 15 \text{ W}$).



Fonte: Própria autora.

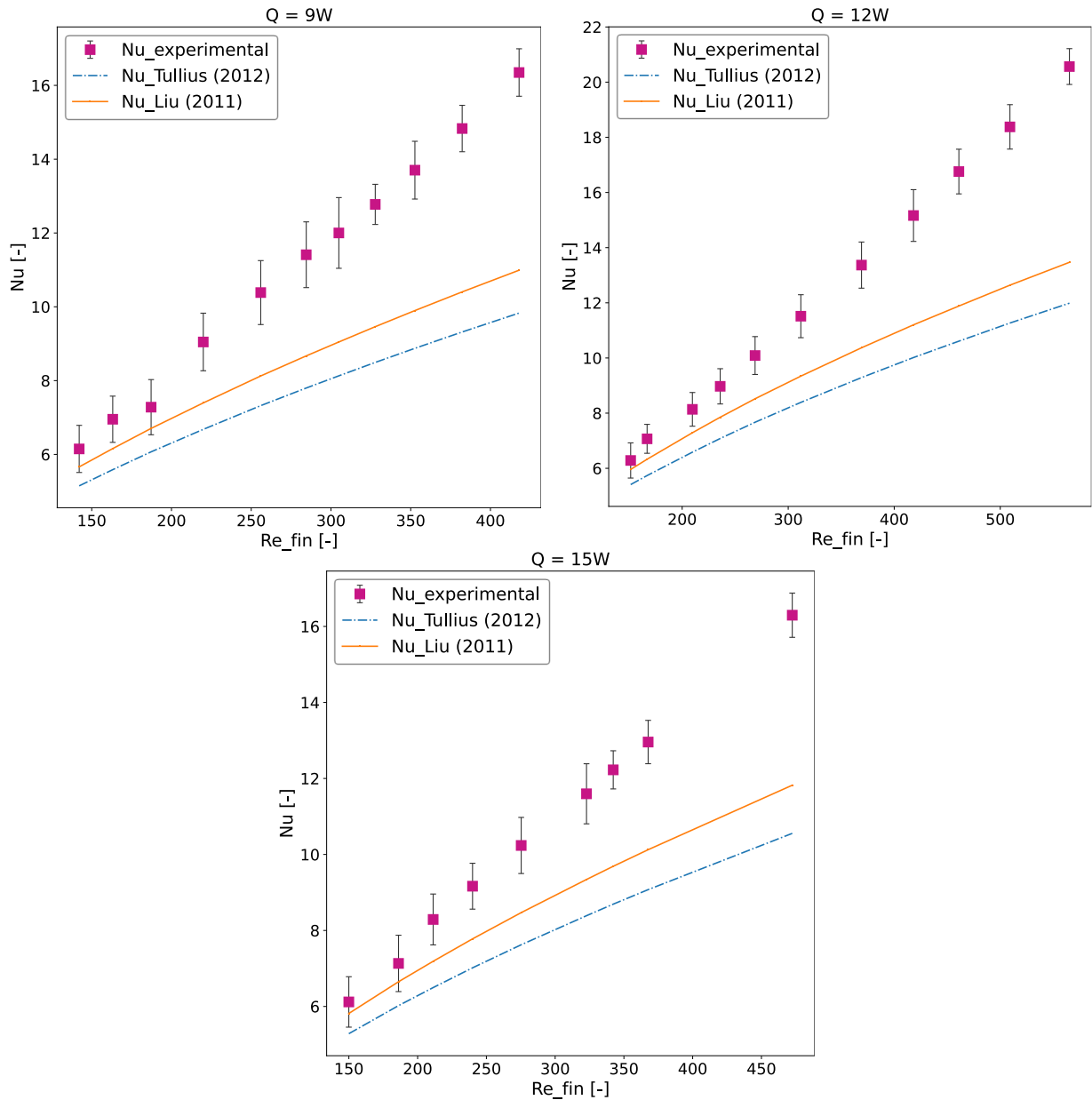
A superfície com micropilares em arranjo alinhado apresentou valores de queda de pressão menores que a superfície com arranjo escalonado (em média 75%), independentemente do número de Reynolds. Este comportamento pode ser atribuído ao padrão de escoamento mais complexo para a configuração com arranjo escalonado; neste, o escoamento pode ser dividido e redirecionado, possibilitando a criação de vórtices, maior perturbação e separação do escoamento, acarretando aumento da queda de pressão. Diferentemente, no arranjo alinhado o fluido esco preferencialmente ao longo dos canais primários, paralelos à direção do escoamento. Observações semelhantes foram feitas por Reeser *et al.* (2014), os quais relataram um aumento de 50% na queda de pressão para a configuração com arranjo escalonado em comparação ao arranjo alinhado.

4.1.2 Coeficiente de Transferência de Calor - CTC

Os dados relativos à transferência de calor foram comparados com correlações propostas para o número de Nusselt (Nu) encontradas na literatura. Estas foram desenvolvidas especificamente para superfícies com canais segmentados e características geométricas próximas às configurações analisadas neste estudo. Apesar disso, ambas se baseiam na teoria clássica da transferência de calor convectiva, na qual o número de Nusselt é uma função do número de Reynolds e de Prandtl do fluido.

Para a superfície com micropilares em arranjo alinhado (Figura 21), a correlação proposta por Liu *et al.* (2011) melhor representou os dados experimentais, com MAE de 18,2%, com aproximadamente 75% dos dados preditos dentro da faixa de erro $\pm 20\%$.

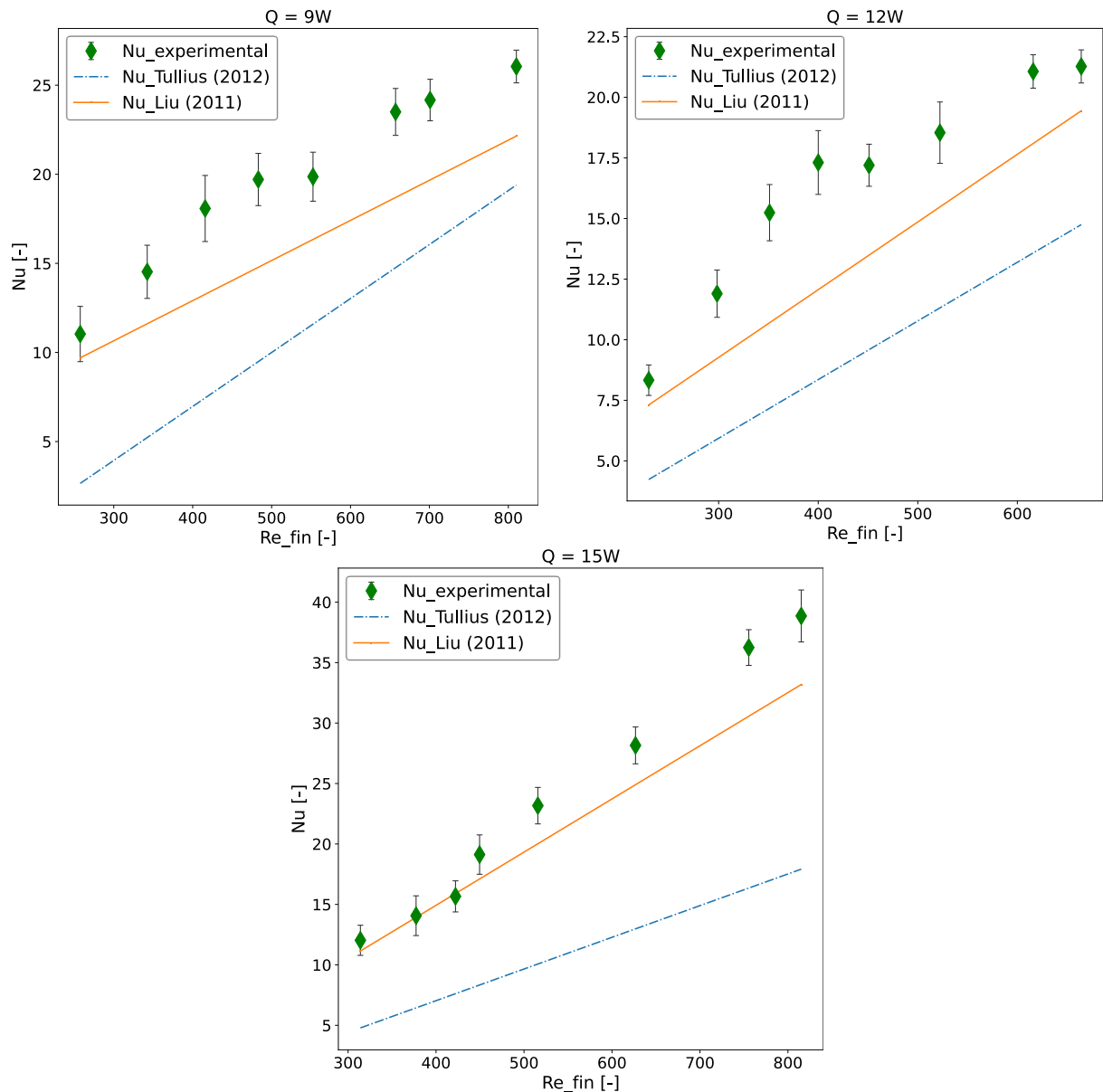
Figura 21 - Comparação entre o número de Nusselt obtido experimentalmente e o obtido por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a superfície com arranjo alinhado.



Fonte: Própria autora.

Na análise para o escoamento em regime monofásico considerando a superfície com arranjo escalonado observou-se um comportamento semelhante ao arranjo alinhado, *i.e.*, aumento da transferência de calor com o aumento da velocidade mássica (Figura 22).

Figura 22 - Comparação entre o número de Nusselt obtido experimentalmente e o obtido por correlações da literatura, para diferentes valores de Reynolds e para a superfície com arranjo escalonado.



Fonte: Própria autora.

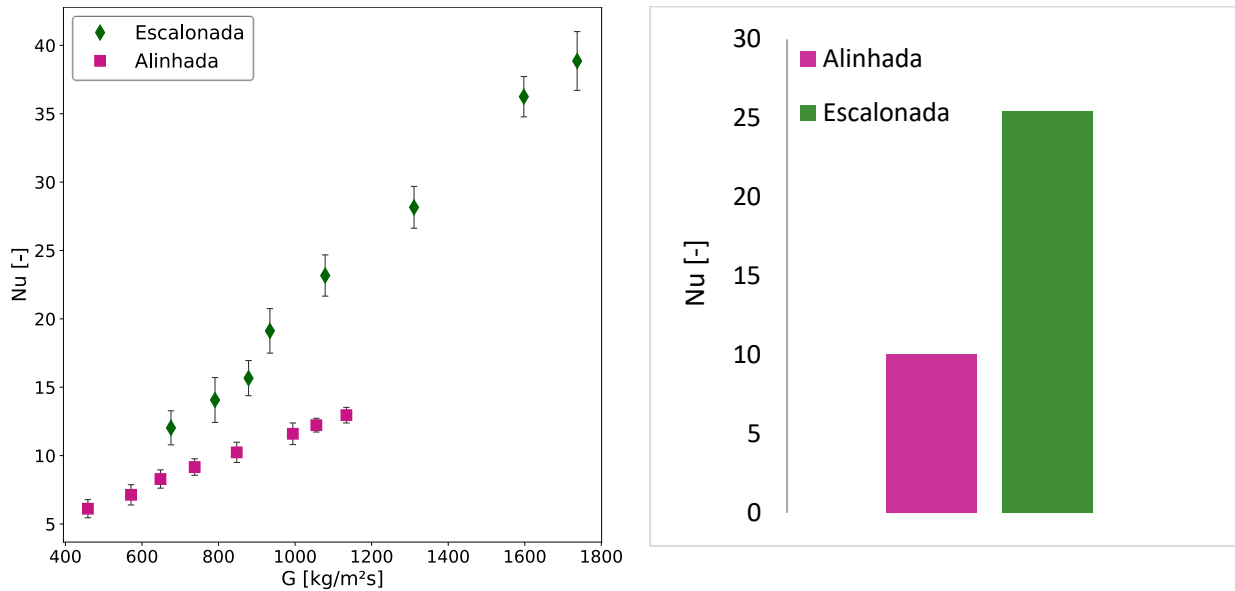
Em termos quantitativos, a correlação proposta por Liu *et al.* (2007) melhor representou os dados experimentais, com MAE de 11,3%, com aproximadamente 75% dos dados preditos dentro da faixa de erro $\pm 15\%$.

De forma geral (Figura 23), observa-se que à medida que a velocidade mássica aumenta o CTC também aumenta, ou seja, o aumento de Re causa uma diminuição contínua na temperatura média da superfície, uma vez que mais calor é extraído do dissipador de calor. Ademais, a superfície com micropilares em arranjo escalonado apresentam CTC superiores quando comparada à superfície com arranjo alinhado, independente da velocidade mássica. Resulta-

tado semelhante foi relatado por Yin *et al.* (2020) e Ma *et al.* (2022); ambos destacaram melhorias no CTC ao alterar o arranjo geométrico dos micropilares de alinhado para escalonado, mantendo as demais características geométricas inalteradas. Os autores atribuíram esse aumento à maior turbulência no escoamento observada nos arranjos escalonados, o que impulsiona uma troca térmica mais intensa por convecção forçada.

Ao combinar o efeito do arranjo escalonado dos micropilares com o aumento da área de contato entre o fluido e a superfície aquecida, o CTC teve um incremento de 79% em comparação com a outra superfície aqui analisada.

Figura 23 - Desempenho térmico para arranjo alinhado e escalonado ($Q_{in} = 15$ W).



Fonte: Própria autora.

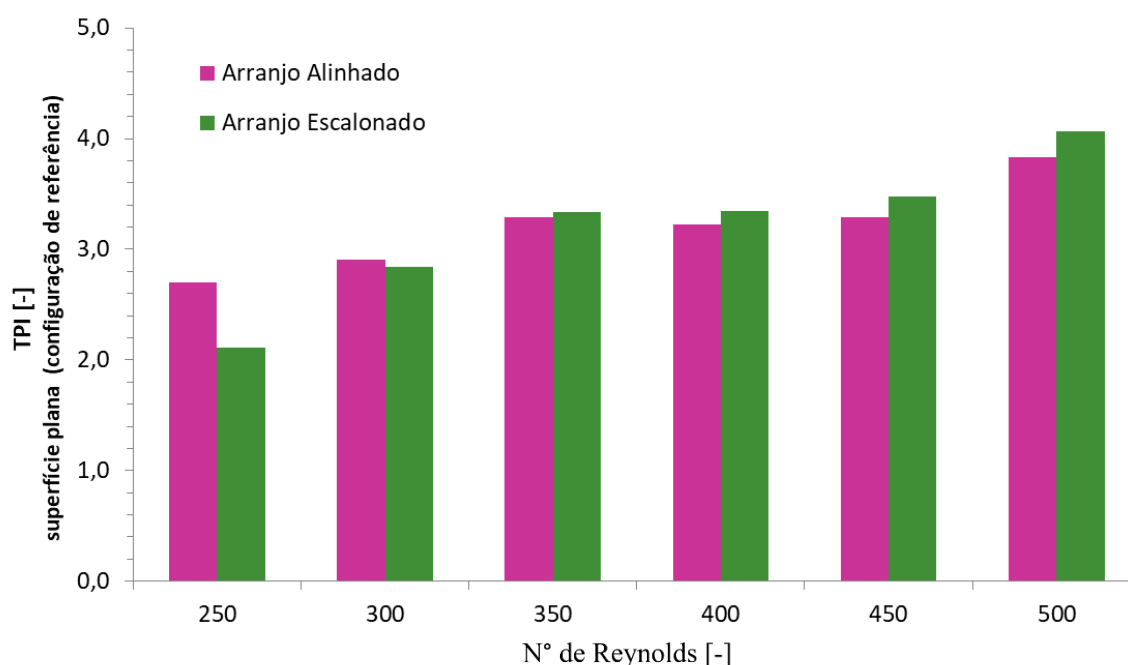
É comumente observado que o aumento da transferência de calor é sempre acompanhado por um aumento na queda de pressão; portanto, calculou-se o índice de desempenho térmico (*Thermal Performance Index, TPI*), semelhante ao introduzido por Mohammadi e Koşar (2017) e utilizado por Bhandari e Prajapati (2021), para analisar a razão entre o aumento na transferência de calor e o aumento na queda de pressão.

$$TPI = \frac{\frac{Nu}{Nu_0}}{\left(\frac{\Delta p}{\Delta p_0}\right)^{1/3}} \quad (15)$$

no qual, um dissipador de calor sem a presença de micropilares (superfície plana) foi utilizado como referência.

O *TPI* pode ser interpretado como um parâmetro para estimar o desempenho termo-hidráulico de uma configuração individual de dissipador de calor. Para as configurações aqui analisadas, os valores obtidos de *TPI* são sempre superiores a 1 (máximo *TPI* encontrado foi de ~ 4 , Figura 24). Da mesma figura, pode-se afirmar que, para valores de Reynolds maiores que 300, é possível melhorar ainda mais o desempenho termo-hidráulico de um dissipador de calor compacto com o uso de micropilares em arranjo escalonado.

Figura 24 - *Thermal Performance Index* ($Q_{in} = 15 \text{ W}$).



Fonte: Própria autora.

4.2 Resultados para escoamento em regime bifásico

Os testes para obter resultados no escoamento bifásico foram conduzidos sob diferentes condições experimentais, aplicadas às três geometrias de amostras distintas. Houve variação na velocidade mássica do escoamento (1000 e 1200 kg/m²s), no subresfriamento do fluido na entrada da seção de testes (10 e 20 °C) e no fluxo de calor aplicado. Cada teste foi repetido pelo menos três vezes para verificar a repetibilidade dos resultados.

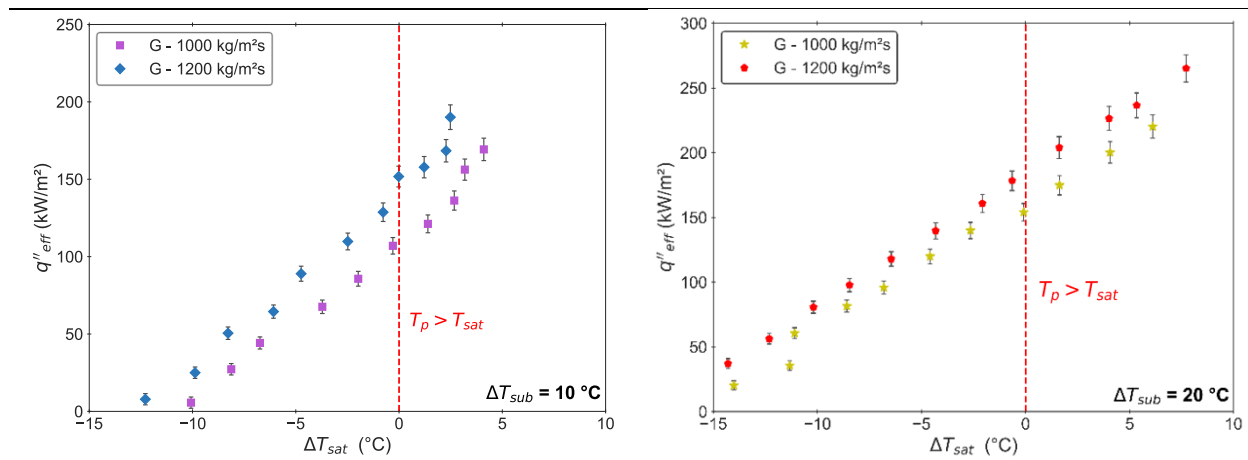
4.2.1 Efeito da velocidade mássica e geometria

Foram realizadas análises sobre a influência da velocidade mássica, representada por G [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$], no desempenho térmico e fluidodinâmico do dissipador de calor. Também foram analisadas as influências dos parâmetros geométricos das superfícies, como a presença ou não dos micropilares e o arranjo espacial destes (alinhado ou escalonado). Essas análises são apresentadas separadamente para cada superfície testada.

a) Desempenho térmico

A Figura 25 exibe o efeito da velocidade mássica sobre as curvas de ebulição para a superfície com micropilares em arranjo alinhado, considerando diferentes graus de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador de calor $\Delta T_{\text{sub}} = 10$ e 20 °C.

Figura 25 - Análise do desempenho térmico da superfície alinhada em função de G , para diferentes graus de subresfriamento.



Fonte: Própria autora.

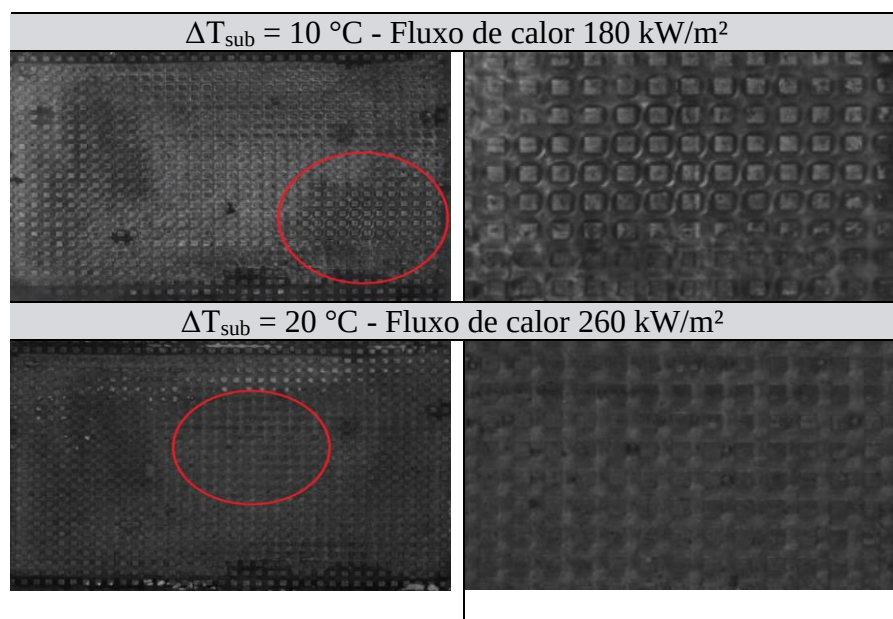
Analisando os resultados da superfície com micropilares em arranjo alinhado, independente do grau de subresfriamento, tem-se um deslocamento da curva de ebulição para a esquerda à medida que a vazão mássica aumenta; este deslocamento da curva de ebulição é um indicativo do aumento do CTC.

Este efeito, de aumento da transferência de calor com o aumento da velocidade mássica, é mais pronunciado para o $\Delta T_{\text{sub}} = 20$ °C; onde a transferência de calor se dá predominantemente por meio da convecção forçada. À medida que o fluxo de calor aumenta, os efeitos da ebulição nucleada se acentuam, sobrepondo os efeitos de convecção forçada relacionados ao

regime monofásico, o que leva a um aumento da transferência de calor. De acordo com Yu-bing *et al.* (2023), os efeitos da ebulição nucleada e a ebulição convectiva juntas governam a transferência de calor por ebulição em escoamento bifásico em dissipadores de calor com a presença de micropilares. A ebulição nucleada é o mecanismo dominante de transferência de calor para fluxos de calor baixos, enquanto a ebulição convectiva via evaporação de película fina é dominante para fluxos de calor médios a altos.

Na Figura 26 observam-se regiões secas próximo à saída do dissipador de calor; as bolhas de vapor dos canais secundários são deslocadas para as extremidades dos micropilares, facilitando a coalescência com as bolhas de vapor do canal principal e, consequentemente, aumentando a quantidade total de vapor na saída do dissipador de calor; efeito este mais pronunciado para o menor grau de subresfriamento, $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Para um maior grau de subresfriamento do fluido na entrada e mantendo constante a velocidade mássica, mesmo com um aumento do fluxo de calor observam-se apenas bolhas de vapor isoladas sobre a superfície de aquecimento. Com o incremento adicional do fluxo de calor aplicado, haverá uma tendência das bolhas de vapor coalescidas formarem bolhas alongadas, se assemelhando ao padrão de escoamento pistonado.

Figura 26 – Visualização do escoamento para micropilares em arranjo alinhado, $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e diferentes graus de subresfriamento (para visualização dos vídeos basta clicar na imagem).

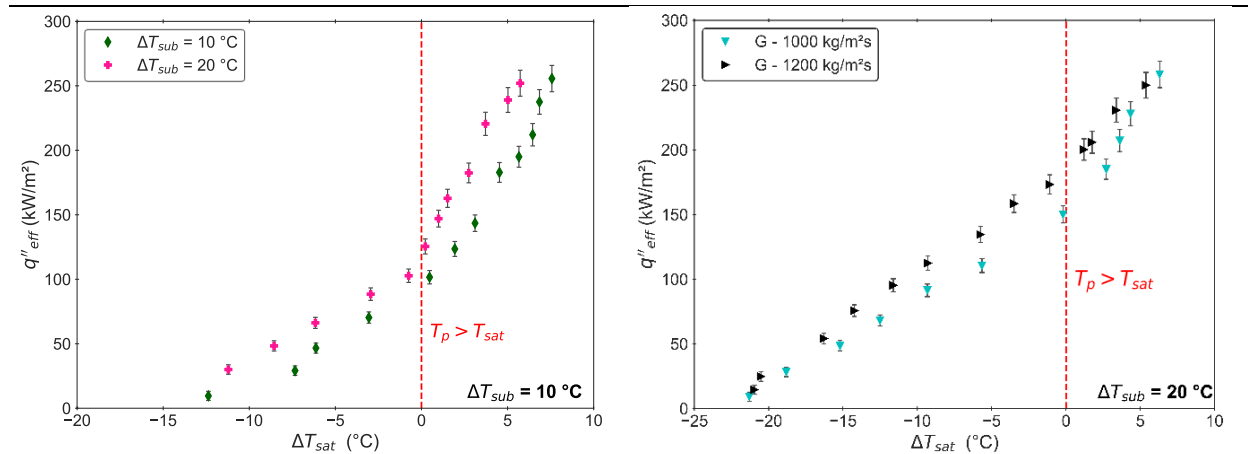


Fonte: Própria autora.

Para o arranjo escalonado (Figura 27), o comportamento da transferência de calor em função da velocidade mássica foi similar àquele obtido para o arranjo alinhado; o $\Delta T_{\text{sub}} = 20$

°C teve melhor desempenho térmico (maior CTC) para ambas as velocidades mássicas testadas. Após o início do regime bifásico, a influência dos mecanismos associados à ebulição nucleada sobrepõe aos da velocidade mássica, e os valores do CTC tendem a se aproximarem, não mais dependendo da velocidade mássica.

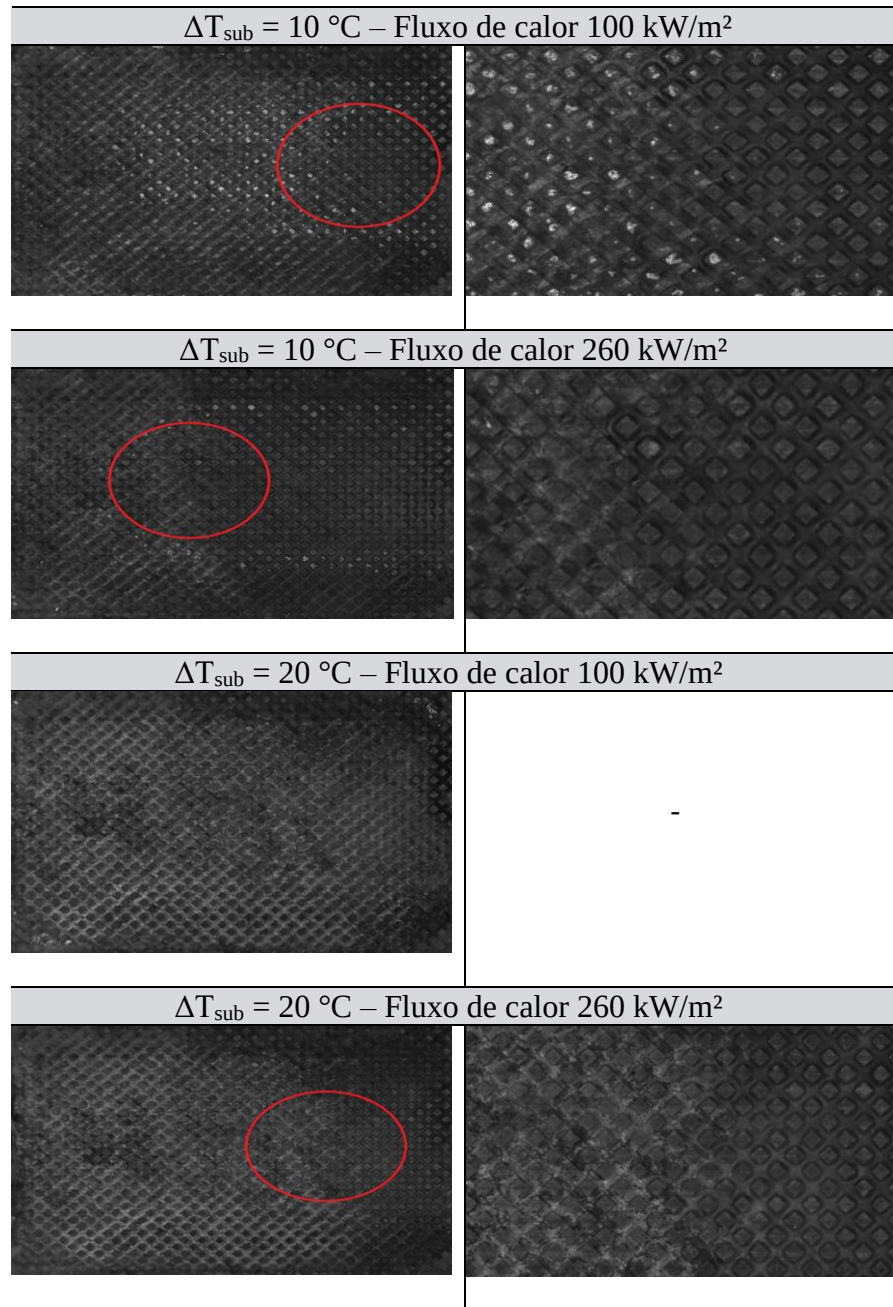
Figura 27 - Análise do desempenho térmico para micropilares em arranjo escalonado em função de G , para diferentes graus de subresfriamento.



Fonte: Própria autora.

A dinâmica de formação e deslocamento das bolhas de vapor para o arranjo escalonado é apresentada na Figura 28. As bolhas têm uma tendência a se formar principalmente nos vértices das aletas do lado oposto à entrada do escoamento e, devido à ausência de barreiras, se desprendem rapidamente e fluem de forma desordenada entre os micropilares escalonados. Quando essas bolhas encontram a aresta de um micropilar subsequente podem se fragmentar e seguir direções distintas. A turbulência durante o escoamento dificulta a visualização clara do movimento das bolhas de vapor em imagens estáticas da superfície. Para altos fluxos de calor, a quantidade de vapor se estende por quase toda a superfície. Esse comportamento reflete a combinação dos efeitos de convecção forçada turbulenta, ebulição convectiva e da evaporação do filme líquido sobre a superfície aquecida.

Figura 28 - Visualização do escoamento para micropilares em arranjo escalonado, $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e diferentes graus de subresfriamento (para visualização dos vídeos basta clicar na imagem).

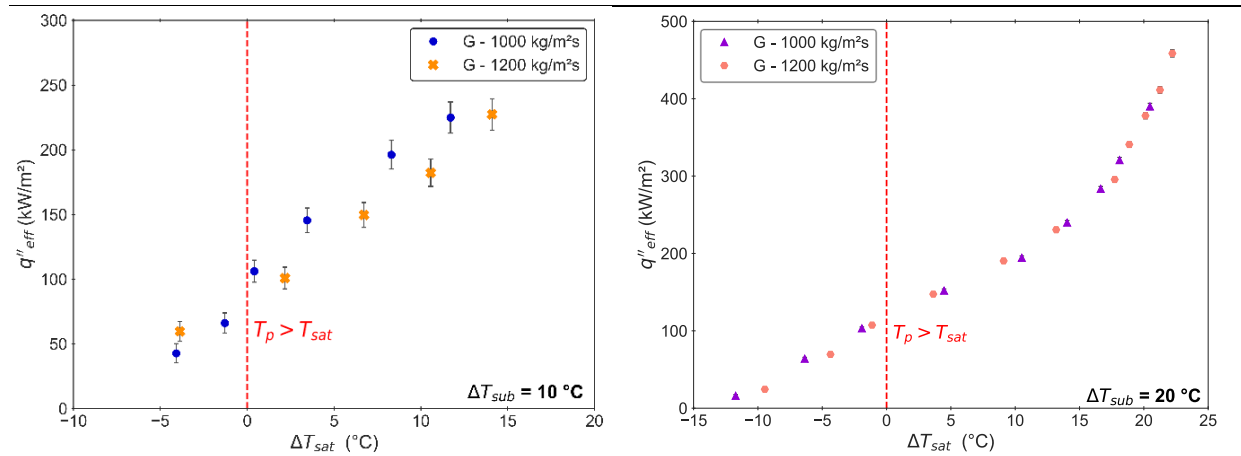


Fonte: Própria autora.

Para a superfície plana (de referência), o $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ apresentou resultados melhores para o $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; já para o maior grau de subresfriamento, não foi observada dependência da transferência de calor com a velocidade mássica. Como pode-se observar da Figura 29, o início da ebulição para o $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ocorreu para baixo fluxos de calor, sendo assim os efeitos de ebulição nucleada e ebulição convectiva (com aumento do fluxo de calor) foram mais significativos. Para os testes com a superfície plana, houve ocorrência de escoamento

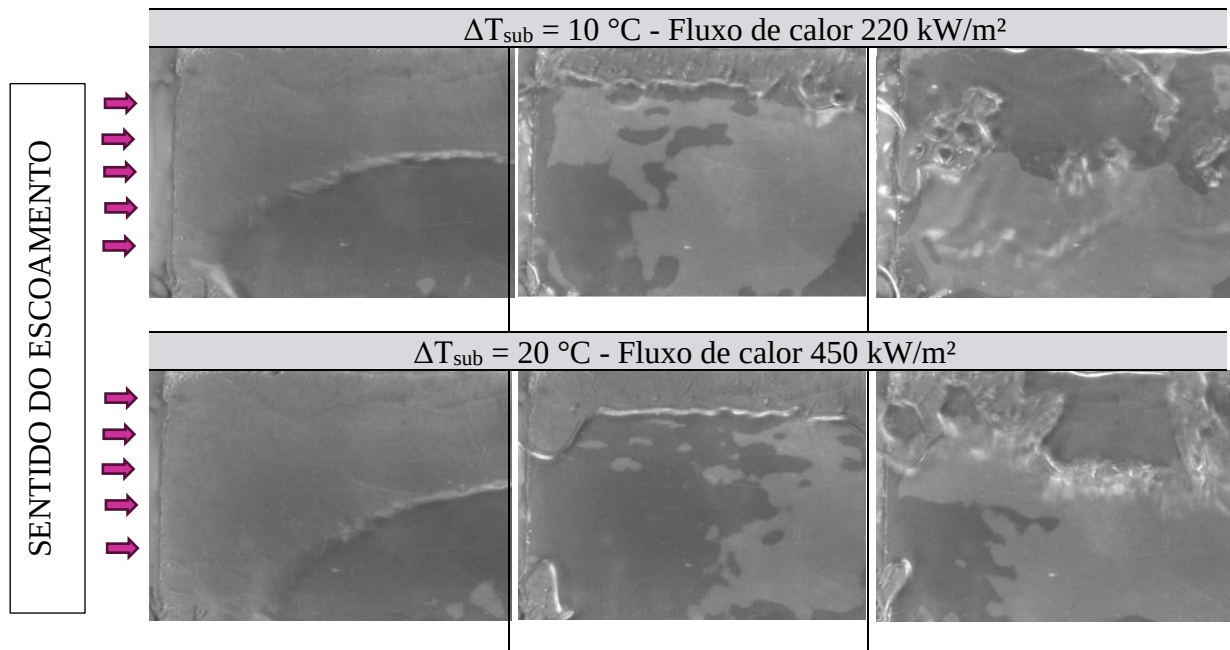
mento reverso para ambos os graus de subresfriamento analisados (Figura 30), impossibilitando assim de dar continuidade aos testes. As bolhas de vapor formadas sobre a superfície plana ficaram estagnadas, formando bolsões de vapor que aumentaram em volume à medida que o fluxo de calor aumentou, favorecendo o aparecimento do fluxo reverso.

Figura 29 - Análise do desempenho térmico para a superfície plana em função de G , para diferentes graus de subresfriamento.



Fonte: Própria autora.

Figura 30 – Ocorrência de escoamento reverso na superfície plana (para visualização dos vídeos basta clicar na imagem).

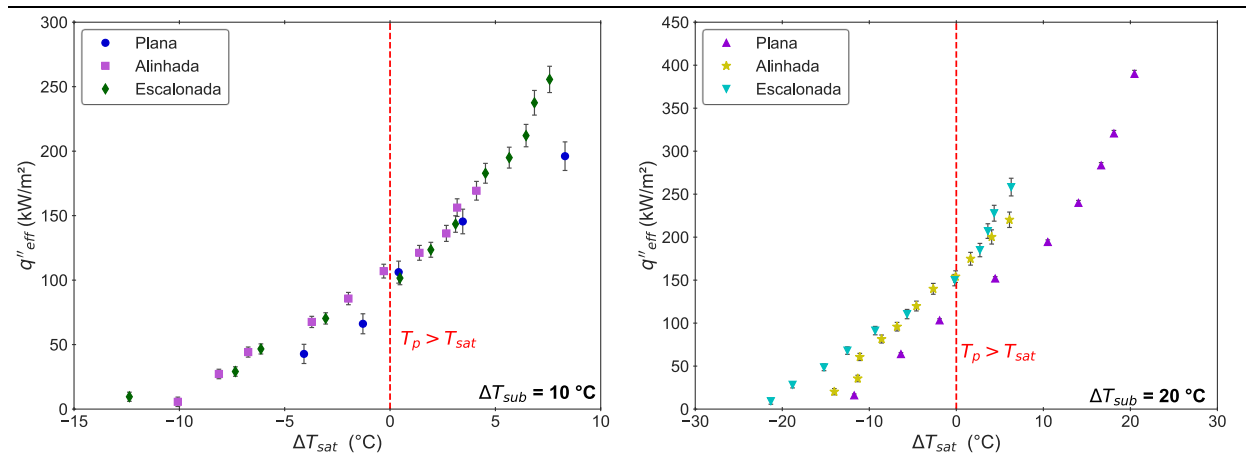


Fonte: Própria autora.

Após a obtenção dos dados em regime permanente do último ponto da curva de ebulição, para um fluxo de calor próximo a 300 kW/m^2 para o $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ e 450 kW/m^2 para $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, ao se tentar aumentar ainda mais o fluxo de calor ocorreu um aumento significativo na massa de vapor e o sistema ficou completamente desestabilizado, o que resultou no escoamento reverso mais intenso (Figura 30).

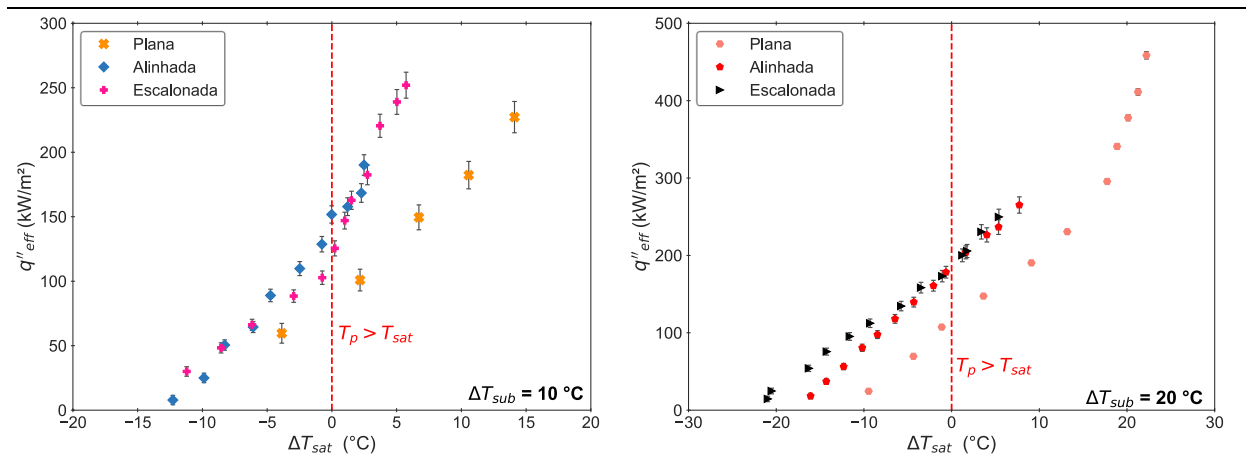
Nas Figura 31 e Figura 32 têm-se a influência dos parâmetros construtivos dos dissipadores de calor testados sobre a curva de ebulição e, conseqüentemente, sobre a transferência de calor.

Figura 31 - Análise comparativa da curva de ebulição para $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e para diferentes graus de subresfriamento.



Fonte: Própria autora.

Figura 32 - Análise comparativa da curva de ebulição para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e para diferentes graus de subresfriamento.



Fonte: Própria autora.

Independente da velocidade mássica e do grau de subresfriamento, a superfície plana apresentou o pior desempenho térmico quando comparada às superfícies com a presença de micropilares.

Como mencionado anteriormente, quanto maior a velocidade mássica melhor o desempenho térmico do dissipador de calor. Em relação à superfície plana, a superfície com arranjo alinhado, para ambos os graus de subresfriamento, apresentou um CTC de em média 60% maior para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Por sua vez, a superfície com arranjo escalonado e $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, apresentou um CTC 20% maior para $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ e, 35% maior para $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

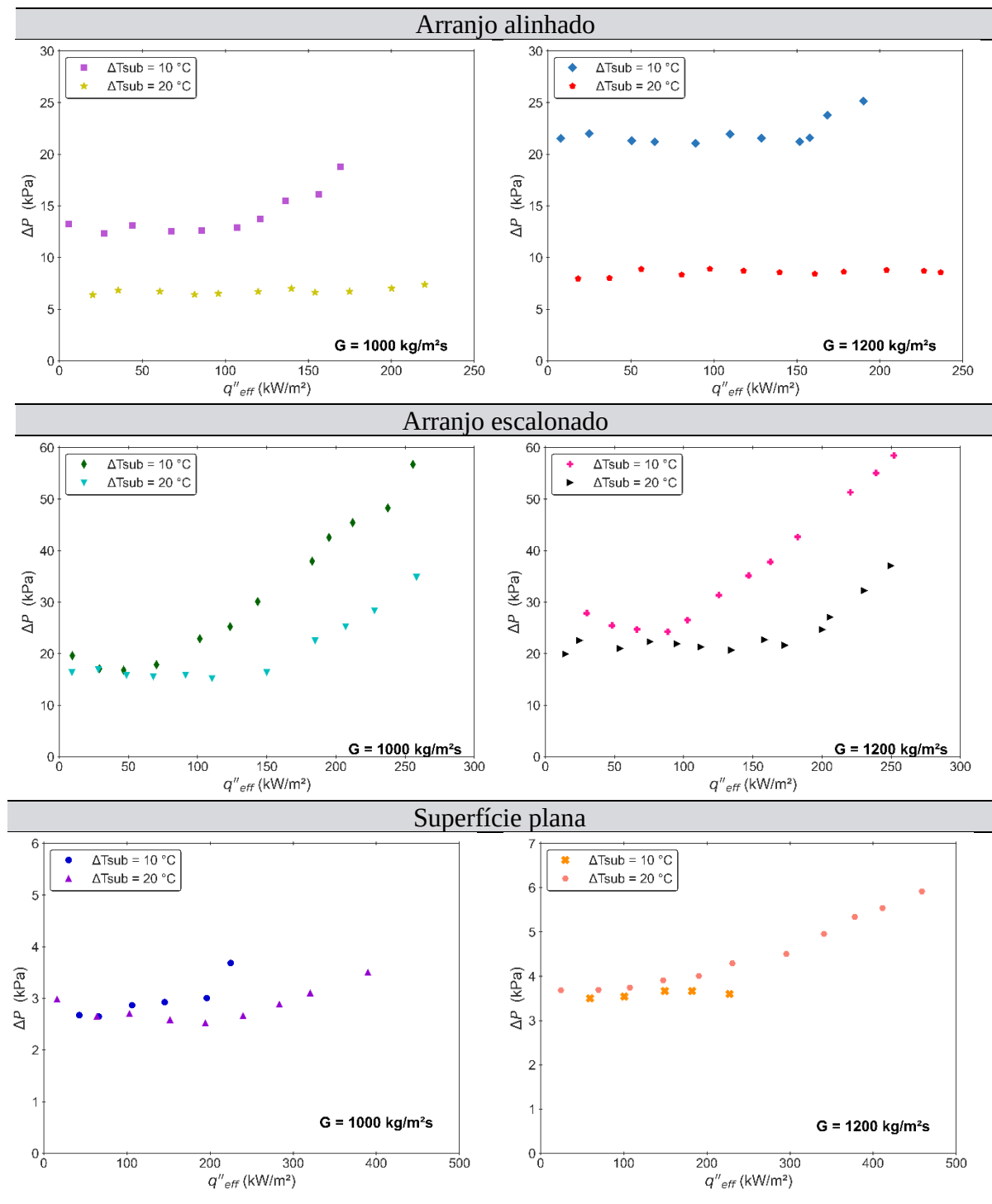
b) Desempenho fluidodinâmico

Os resultados (Figura 33) indicam uma relação entre a queda de pressão e a velocidade mássica para diferentes graus de subresfriamento do fluido, observados nas três amostras analisadas. Conforme esperado, a queda de pressão aumenta à medida que a velocidade mássica aumenta, sendo consistente em todas as superfícies testadas e mais pronunciada na superfície com arranjo escalonado. Uma vez que o início da ebulição (ONB, *onset nucleate boiling*) ocorre, a queda de pressão aumenta drasticamente com o aumento do fluxo de calor. Para uma determinada velocidade mássica, a densidade do fluido torna-se menor, o que aumenta sua velocidade; a aceleração do fluido induz uma maior queda de pressão. Além disso, o vapor escoar a uma velocidade significativamente maior que a do líquido, o que resulta em uma força de atrito maior entre as fases, além de um maior gradiente de pressão de atrito ao longo da parede. Tanto a aceleração quanto a perda por atrito são aumentadas e, portanto, a queda de pressão aumenta com o aumento do fluxo de calor.

Além disso, a queda de pressão diminui à medida que o grau de subresfriamento do fluido na entrada aumenta, devido a uma maior área da superfície estar em regime monofásico. Esses resultados são amplamente documentados na literatura, onde é demonstrado que um maior ΔT_{sub} resulta em títulos de vapor de equilíbrio termodinâmico mais baixos ao longo do dissipador de calor, levando a uma menor queda de pressão. Estudos como os de Cheng e Wu (2021) relatam que a queda de pressão aumenta à medida que o título de vapor (ou a fração de vazio) aumenta gradualmente com o fluxo de calor. Como já mencionado, isso ocorre porque a tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor é maior, resultando em um aumento na perda de pressão por atrito ao longo do escoamento.

Independente da velocidade mássica e do grau de subresfriamento, a superfície plana apresentou os menores valores de queda de pressão (em média sete vezes menor considerando todos os testes) quando comparada às superfícies com a presença de micropilares.

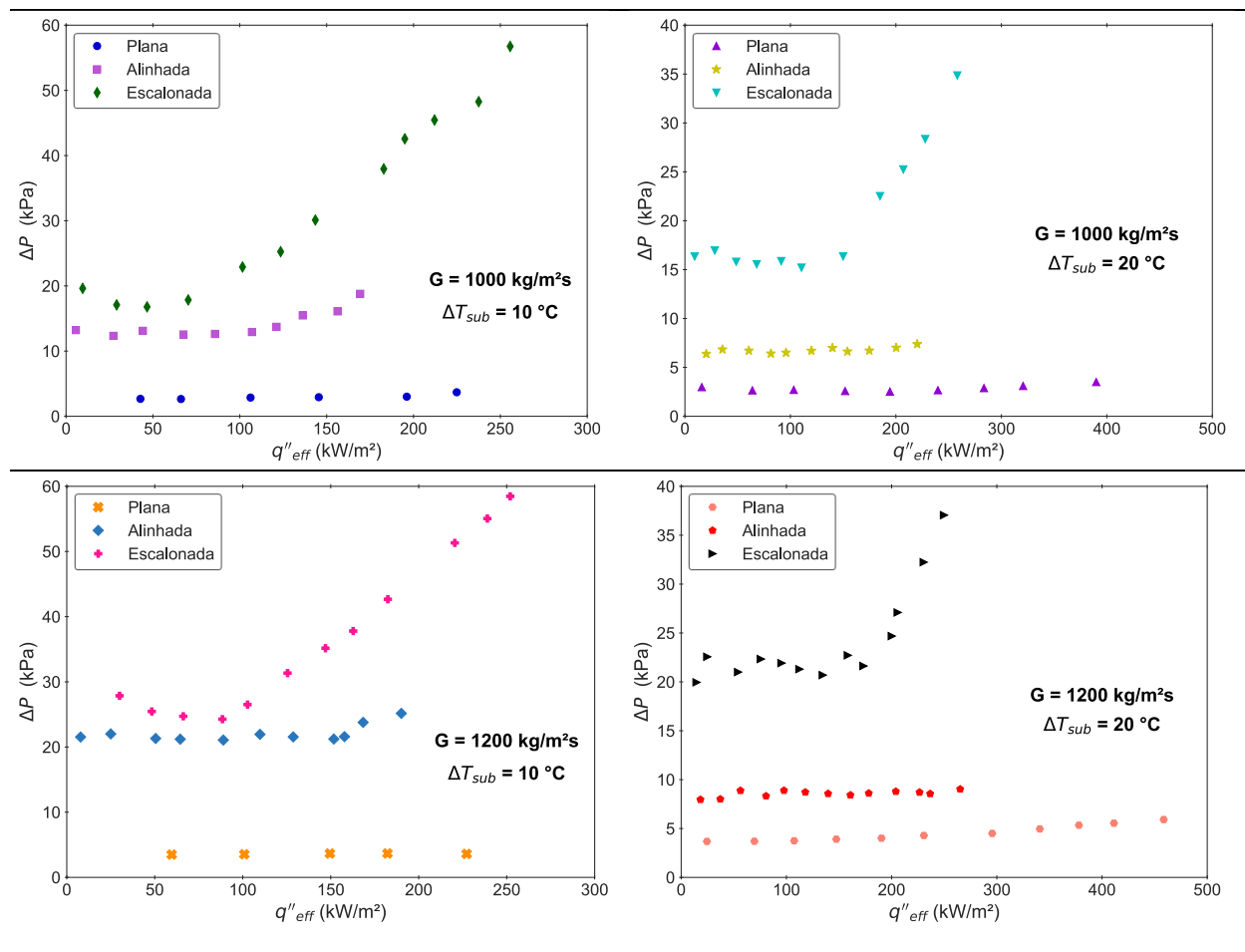
Figura 33 - Análise do desempenho fluidodinâmico em função de G e para diferentes graus de subresfriamento.



Fonte: Própria autora.

A Figura 34 apresenta uma análise comparativa entre os dissipadores de calor analisados no presente trabalho. Independente da velocidade mássica e do grau de subresfriamento do fluido, a queda de pressão para a superfície com arranjo escalonado é maior; considerando a região de escoamento bifásico, a queda de pressão para esta configuração de dissipador de calor foi 56% maior que para a configuração com arranjo alinhado. Esse comportamento se deve à turbulência causada pela configuração das micropilares, conforme também observado por Bhandari *et al.* (2023).

Figura 34 - Análise comparativa da queda de pressão em função das características construtivas dos dissipadores de calor analisados.

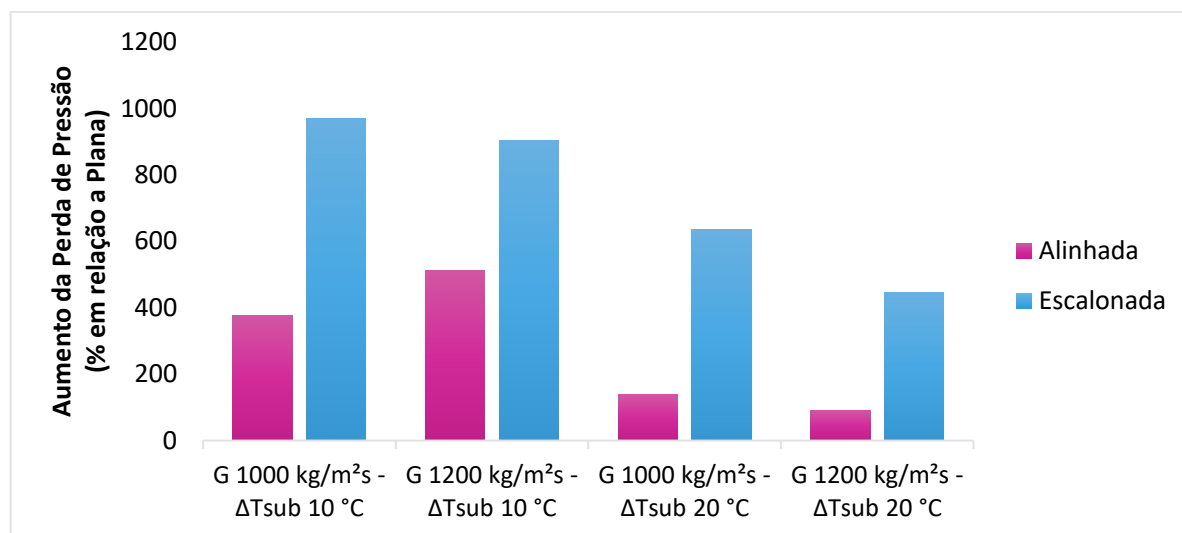


Fonte: Própria autora.

Na Figura 35 tem-se o aumento percentual da queda de pressão em relação à superfície plana. A superfície com micropilares em arranjo escalonado apresentou valores de queda de pressão dez vezes maior quando comparada à superfície plana; e a superfície com micropilares em arranjo alinhado apresentou valores menores que a superfície com arranjo escalonado,

porém ainda cinco vezes maior que a superfície plana. Este comportamento pode ser atribuído ao padrão de escoamento mais complexo para a configuração com arranjo escalonado.

Figura 35 - Comparação do aumento da queda de pressão [%] para as superfícies com arranjo alinhado e escalonado em relação à superfície plana.



Fonte: Própria autora.

A fim de compreender o efeito do título de vapor sobre a queda de pressão, a Figura 36 e a Figura 37 apresentam a queda de pressão em função do título de vapor na saída para as superfícies com micropilares em arranjo alinhado e escalonado, respectivamente. Como esperado, as curvas de queda de pressão aumentam após o ONB, sendo este comportamento mais acentuado para $\Delta T_{sub} = 10$ °C e $G = 1200$ kg/m²s. A queda de pressão aumenta com a velocidade mássica e com o título de vapor na saída, por duas razões principais: maior título de vapor na saída significa um maior fluxo de calor e, portanto, uma contribuição mais substancial da queda de pressão por aceleração; as acelerações mais altas também induzem uma maior velocidade de deslizamento entre as fases vapor e líquida, aumentando assim a tensão de cisalhamento interfacial e, portanto, a queda de pressão por atrito. Observa-se também que a queda de pressão é maior para o arranjo escalonado, com títulos de vapor na saída maiores que 0,8.

Figura 36 - Título de vapor na saída para o arranjo alinhado, considerando diferentes velocidades mássicas e graus de subresfriamento.

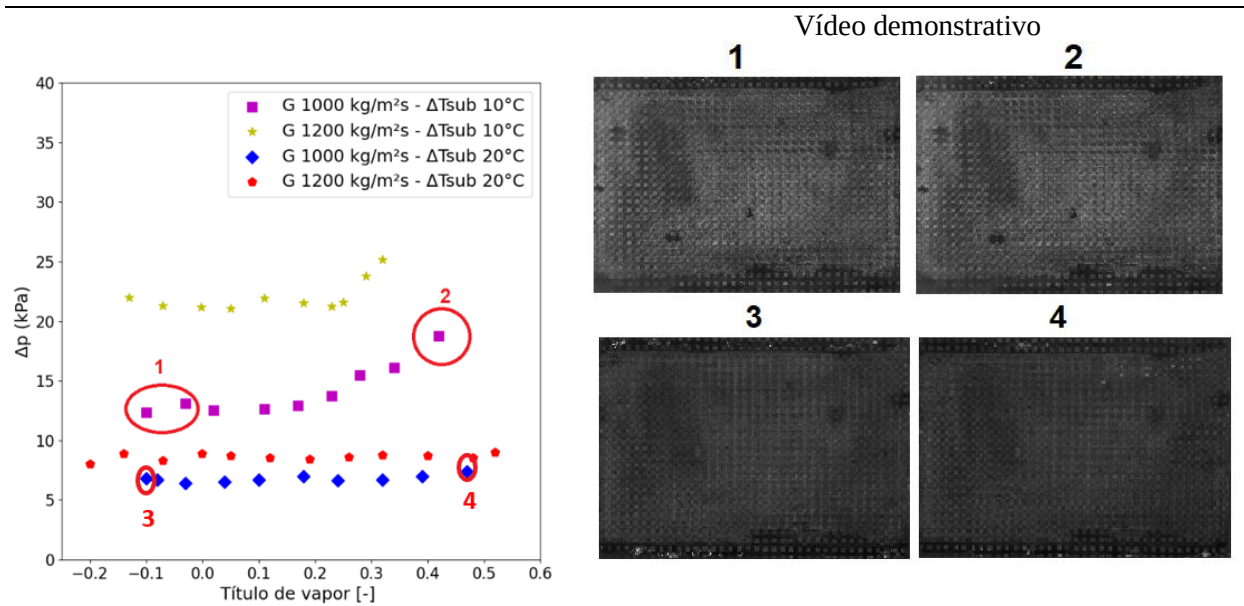
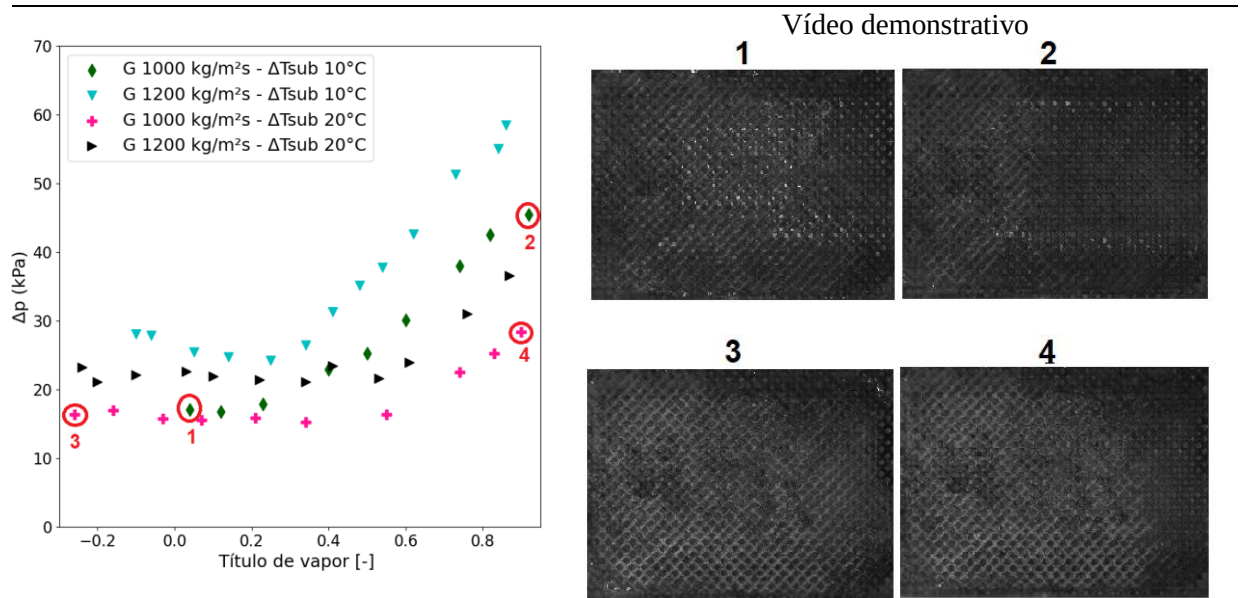


Figura 37 - Título de vapor para o arranjo escalonado, considerando diferentes velocidades mássicas e graus de subresfriamento.



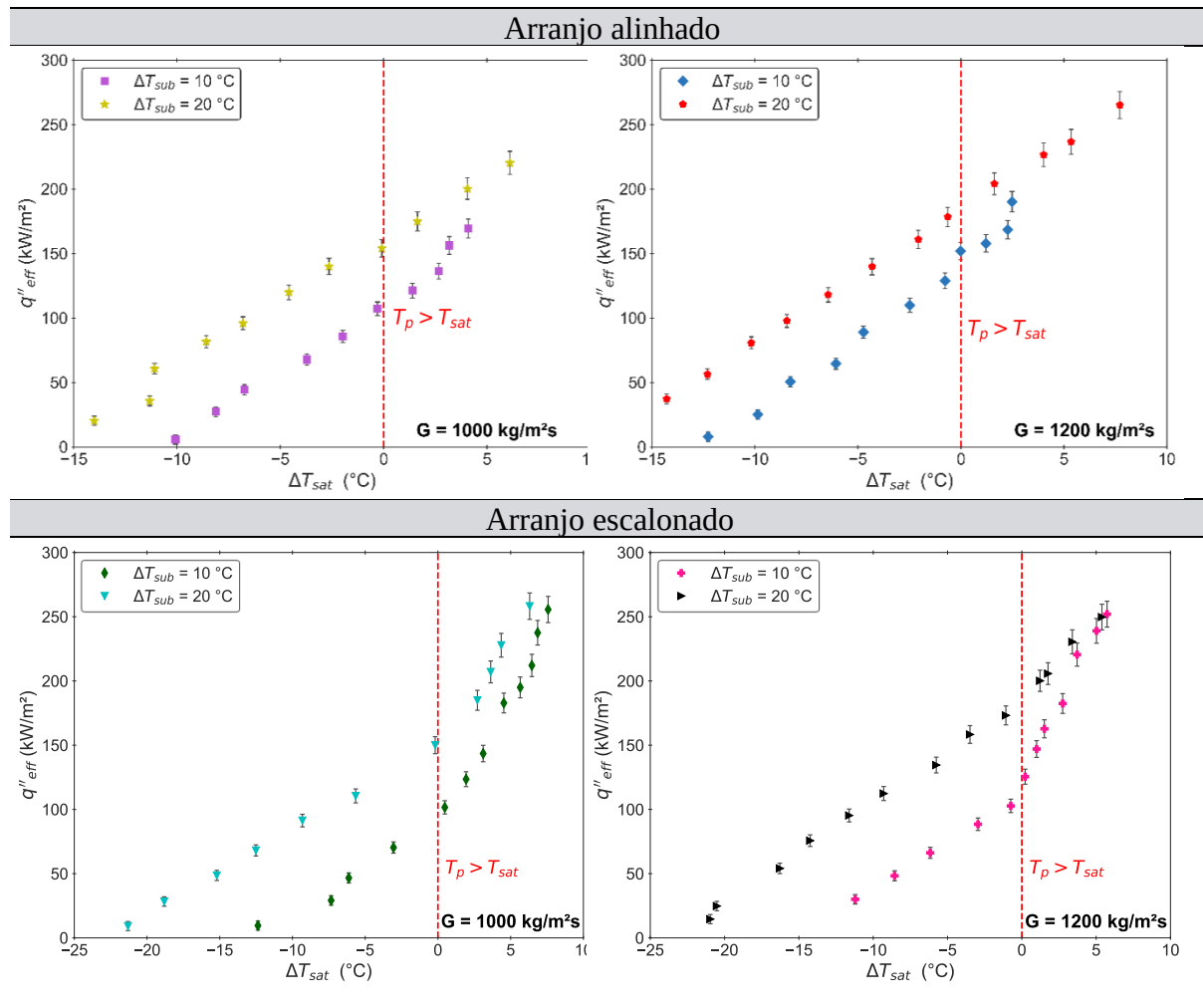
4.2.2 Efeitos do subresfriamento do fluido, ΔT_{sub}

Independente das características construtivas do dissipador de calor e da velocidade mássica, quanto maior o grau de subresfriamento, maior o fluxo de calor necessário para ini-

ciar a ebulição nucleada (Figura 38). Este resultado se deve ao fato de o fluido requerer uma maior quantidade de calor para elevar sua temperatura a temperatura saturada. O fluxo de calor para início da ebulição aumenta em média 32% quando o subresfriamento sobe de 10 °C para 20 °C. A transferência de calor é aprimorada em um alto subresfriamento durante a transferência de calor por convecção (região monofásica); para um mesmo valor de superaquecimento da parede, quanto maior o grau de subresfriamento do fluido maior o fluxo de calor.

Após o ONB, para uma determinada velocidade mássica, as curvas de ebulição tendem a colapsar para uma única curva, indicando que o desempenho da transferência de calor é dominado pelos efeitos de ebulição nucleada.

Figura 38 - Influência do grau de subresfriamento do fluido sobre a curva de ebulição referente aos dissipadores de calor com micropilares.

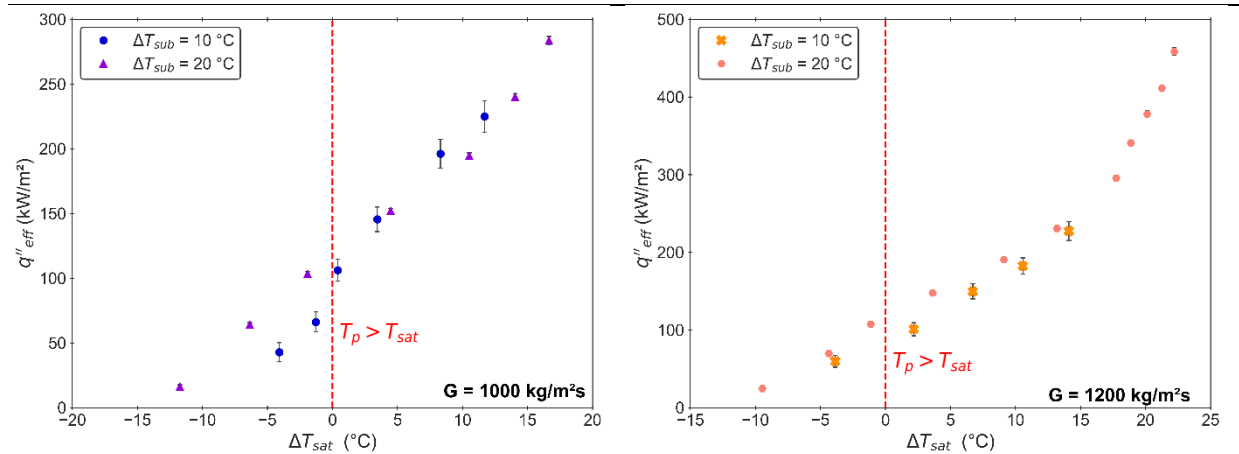


Fonte: Própria autora.

A Figura 39 apresenta os resultados considerando a influência do subresfriamento sobre a curva de ebulição para o dissipador de calor com superfície plana. Observa-se que, no

caso da superfície plana, o grau de subresfriamento não influencia significativamente a transferência de calor; sendo a velocidade mássica o efeito dominante.

Figura 39 - Influência do grau de subresfriamento do fluido sobre a curva de ebulição referente ao dissipador de calor com superfície plana.



Fonte: Própria autora.

Em relação à superfície plana, o ganho médio no CTC para o dissipador com micropilares em arranjo escalonado foi de, em média, 35% para o $\Delta T_{sub} = 20$ °C, e 20% para o $\Delta T_{sub} = 10$ °C; para o dissipador de calor com micropilares em arranjo alinhado, o aumento no CTC foi de 64% para o $\Delta T_{sub} = 20$ °C, e 70% para o subresfriamento de 10 °C. De acordo com Sun *et al.* (2021), micropilares acarretam perturbações no campo de velocidade do escoamento, promovendo a troca térmica; e a magnitude do aumento no CTC dependerá da geometria e arranjo dos micropilares.

O desempenho térmico de um trocador de calor é fundamental para aplicação em sistema de resfriamento; entretanto, o desempenho hidráulico deve ser considerado simultaneamente para a eficiência energética do gerenciamento térmico, pois determina o consumo de energia do sistema de refrigeração. Assim como para escoamento em regime monofásico, utilizou-se o índice de desempenho térmico (*TPI*) para estimar o desempenho termo-hidráulico dos dissipadores de calor com micropilares, usando como referência a superfície plana.

O índice de desempenho para o regime bifásico foi definido como a razão entre o coeficiente de transferência de calor normalizado e a potência de bombeamento do fluido normalizado. Os valores obtidos para a superfície plana foram usados para normalizar os dados obtidos para os dissipadores de calor com micropilares. Como a potência de bombeamento requerida é um critério importante em aplicações de gerenciamento térmico, o índice de desem-

penho permite a avaliação do aumento na taxa de transferência de calor devido à inserção de micropilares em comparação ao aumento do trabalho requerido para escoar o fluido de resfriamento (potência de bombeamento). O índice de desempenho para o regime bifásico é definido como (Xing *et al.*, 2005; Li *et al.*, 2024):

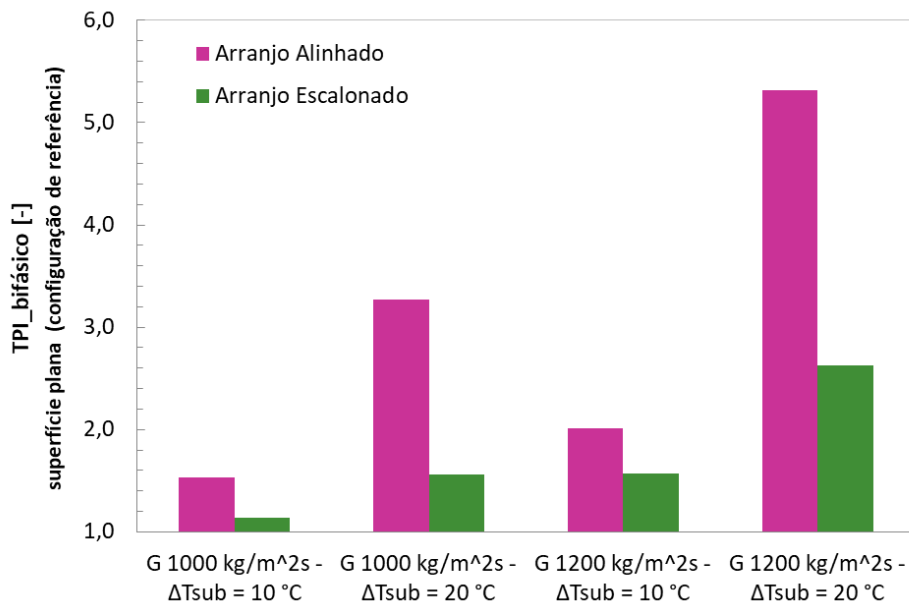
$$TPI_{bifásico} = \frac{\frac{h}{h_0}}{\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (16)$$

no qual, h_0 e P_0 correspondem ao h_{eff} e a potência de bombeamento para dissipador de calor de referência, ou seja, com superfície plana.

Importante mencionar que nesta análise foram utilizados somente os dados obtidos para o regime bifásico (correspondentes aos pontos experimentais cujo $\Delta T > 0$, nas curvas de ebulição apresentadas anteriormente) e para fluxos de calor similares.

Os resultados obtidos, Figura 40, mostram que o $TPI_{bifásico}$ pode atingir valores próximos a 5 e segue a mesma tendência de aumento da transferência de calor apresentada na Figura 31 e Figura 32. A inserção de micropilares, apesar de aumentar a potência de bombeamento necessária para escoamento do fluido de trabalho, possui um índice de desempenho superior a 1 mostrando potencial para aplicações industriais como, refrigeração de sistemas eletrônicos, microfluídica e em tecnologias onde a eficiência e o controle térmico são cruciais.

Figura 40 – Índice de desempenho para escoamento em regime bifásico.



Fonte: Própria autora.

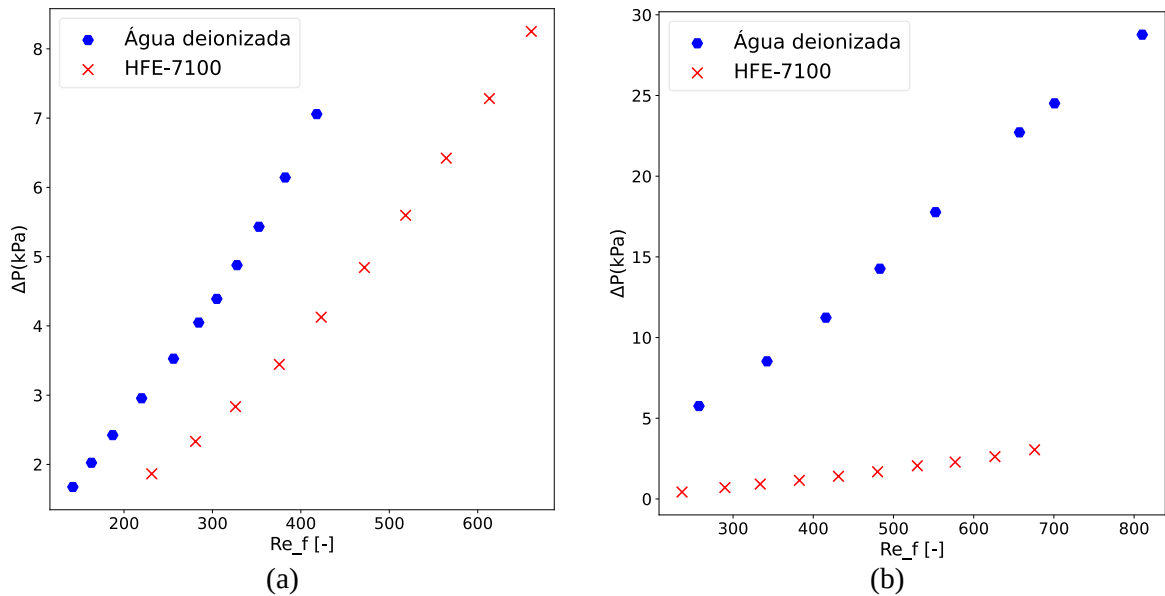
De forma geral, à medida que se aumenta a velocidade mássica o índice de desempenho aumenta, devido aos ganhos significativos do CTC para o regime bifásico que sobrepõem o aumento da queda de pressão observada nos dissipadores de calor com microaletas. Este aumento mais significativo do $TPI_{bifásico}$ ocorre para a superfície com micropilares em arranjo alinhado; os altos valores de queda de pressão encontrados para o dissipador de calor com arranjo escalonado (cerca de 50%) penalizam o TPI no escoamento bifásico. Quanto à influência do subresfriamento sobre o índice de desempenho, da Figura 40 para uma mesma velocidade mássica, observa-se que um maior grau de subresfriamento do fluido na entrada proporciona um melhor desempenho termo-hidráulico do sistema.

4.3 Influência do fluido de trabalho

A fim de analisar a influência das propriedades termofísicas do fluido de trabalho sobre a transferência de calor e queda de pressão em escoamento monofásico e bifásico, comparou-se os dados experimentais obtidos para a água com aqueles obtidos por Nunes (2022) para o HFE-7100. Estes foram obtidos utilizando o mesmo aparato experimental, as mesmas superfícies e condições de teste.

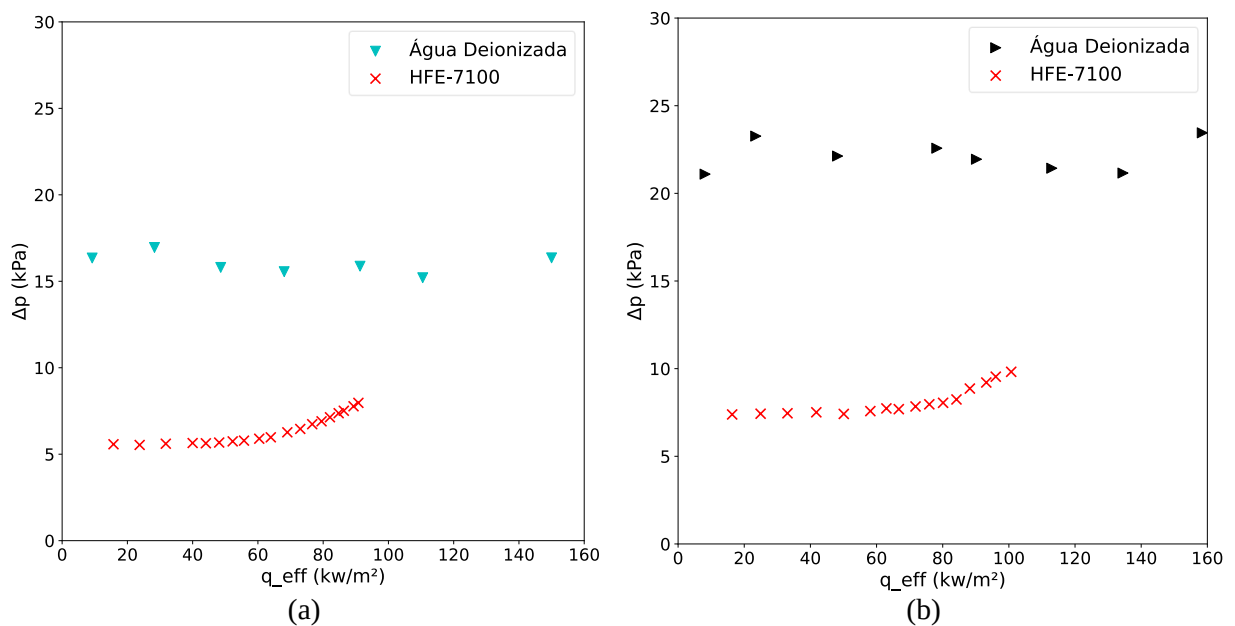
Para a queda de pressão, o HFE-7100 apresentou melhores resultados (Δp em média 12% menor quando comparado à água para o teste monofásico, Figura 41, e cerca de 10% menor para o teste bifásico, Figura 42). Esse comportamento é devido às diferenças nas propriedades físico-químicas da água deionizada como, viscosidade e tensão superficial, que influenciam significativamente o comportamento do escoamento. O HFE-7100 é um hidrofluoréter pertencente à categoria dos compostos orgânicos fluorados. Devido à sua categoria, são amplamente reconhecidos como fluidos apolares ou de baixa polaridade (Brown, Lemay e Bursten, 2005). Essa característica é resultado da semelhança nas eletronegatividades entre os átomos de flúor e carbono presentes na molécula, levando a uma distribuição de carga mais homogênea na estrutura molecular. Já a água, sendo uma molécula polar devido à distribuição assimétrica de cargas elétricas entre seus átomos de hidrogênio e oxigênio, acaba levando a uma maior queda de pressão. Como resultado, fluidos de maior viscosidade resultam em maior resistência ao escoamento, levando a uma maior queda de pressão, independente do arranjo dos micropilares. Além disso, a densidade do fluido afeta a quantidade de movimento e a vazão do fluido através dos micropilares; fluidos de maior densidade exigem maior potência de bombeamento, resultando em maior queda de pressão.

Figura 41 - Influência do fluido de trabalho sobre a queda de pressão para $Q_{in} = 9 \text{ W}$ (monofásico). (a) arranjo alinhado; (b) arranjo escalonado.



Fonte: Própria autora.

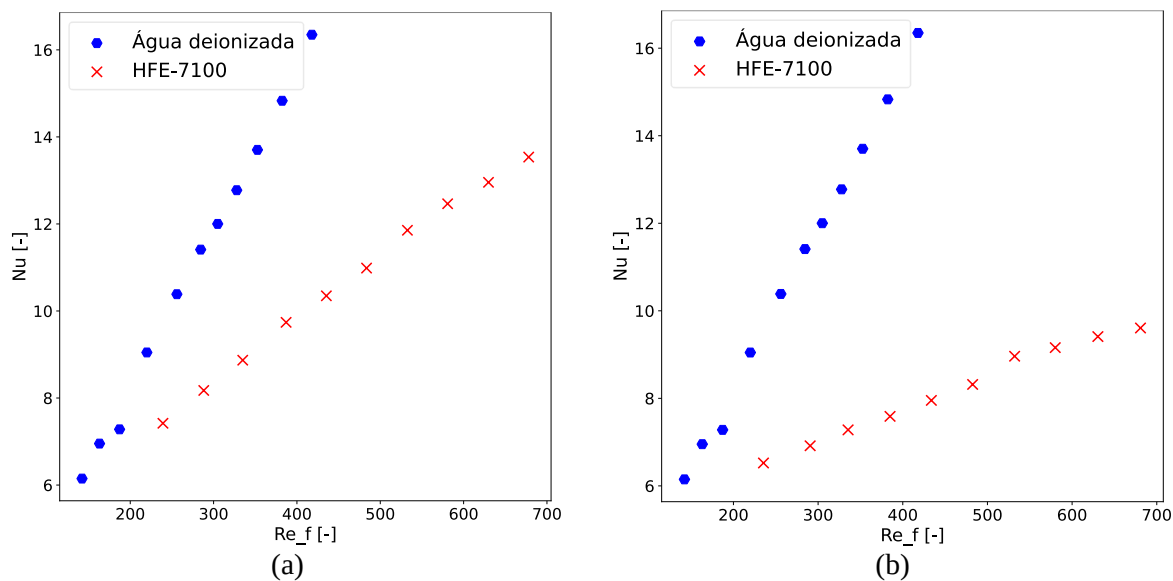
Figura 42 - Influência do fluido de trabalho sobre a queda de pressão para $\Delta T_{sub} = 20 \text{ °C}$ e arranjo escalonado (bifásico). (a) $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$; (b) $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$.



Fonte: Própria autora.

Para o coeficiente de transferência de calor, a água deionizada fornece um melhor desempenho térmico para uma mesma velocidade mássica; isto se deve à maior condutividade térmica e calor específico, o que acarreta melhor transferência de calor, independente do arranjo dos micropilares (Figura 43).

Figura 43 - Influência do fluido de trabalho sobre a transferência de calor para $Q_{in} = 9 \text{ W}$ (monofásico). (a) arranjo alinhado; (b) arranjo escalonado.

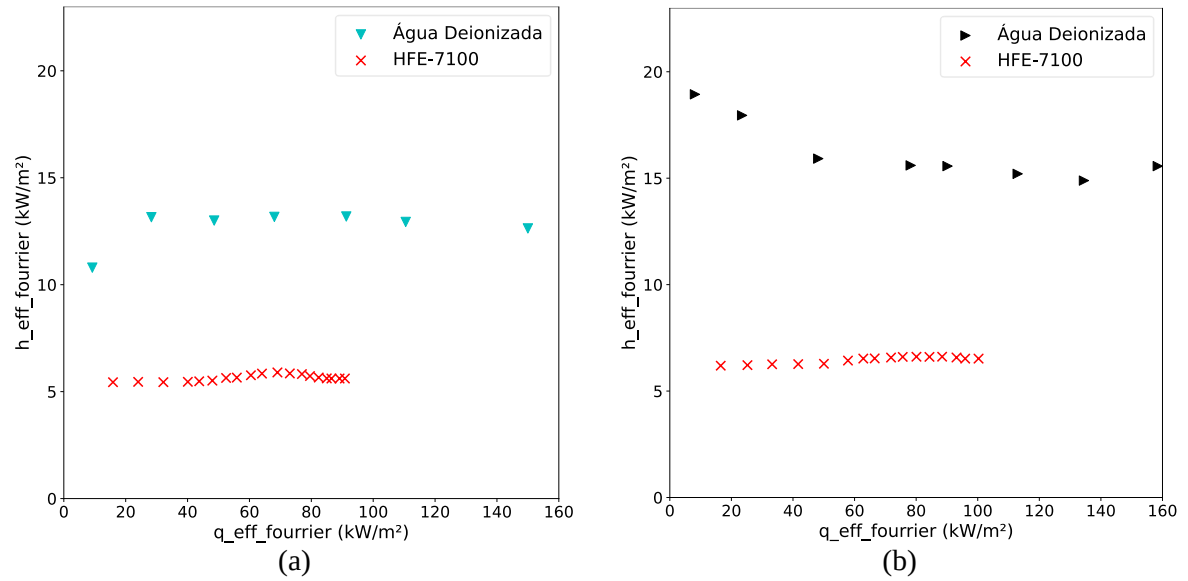


Fonte: Própria autora.

Da mesma forma, Nakayama (1999) destacou a superioridade do resfriamento de água, especialmente em escoamentos em microescala. Como já dito anteriormente, as ligações de hidrogênio presentes na água deionizada proporcionam uma eficiente transferência de energia térmica entre as moléculas.

Comportamento similar foi encontrado para os testes em regime bifásico (Figura 44). A água deionizada oferece um desempenho térmico superior para uma velocidade mássica comparável, graças à sua maior condutividade térmica e capacidade calorífica, como dito anteriormente. Isso resulta em uma transferência de calor mais eficiente (CTC 3x maior para o arranjo alinhado e 2x maior para o arranjo escalonado) independente da configuração dos micropilares.

Figura 44 - Influência do fluido de trabalho sobre a transferência de calor para $\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$ e arranjo escalonado (bifásico). (a) $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$; (b) $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$.



Fonte: Própria autora.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho buscou compreender a influência de superfícies modificadas sobre a transferência de calor e queda de pressão em ebulição convectiva da água deionizada. Para tal foram propostos e analisados diferentes arranjos de micropilares — alinhado e escalonado — além de uma superfície plana para fins de referência, sob diferentes velocidades mássicas, graus de subresfriamento do fluido na entrada do dissipador e potência aplicada ao sistema.

Foram analisados os resultados obtidos para escoamento em regime monofásico, incluindo comparação com correlações encontradas na literatura tanto para o número de Nusselt quanto para a queda de pressão. E em regime bifásico, avaliaram-se as curvas de ebulição e queda de pressão para cada condição de teste. Ademais, analisou-se a influência do fluido de trabalho sobre o comportamento térmico e fluidodinâmico dos dissipadores de calor aqui propostos. Assim, as principais conclusões são resumidas a seguir:

- ✓ Conforme a velocidade mássica aumenta, ambos o Coeficiente de Transferência de Calor (CTC) e a queda de pressão aumentam independente do arranjo dos micropilares;
- ✓ Para escoamento em regime monofásico, o dissipador de calor com micropilares em arranjo alinhado apresentou uma menor queda de pressão comparada ao arranjo escalonado (em média 75%), independente da velocidade mássica;
- ✓ Para escoamento em regime monofásico, o dissipador de calor com micropilares em arranjo escalonado apresentou maior CTC superior (em média 79%) comparado ao arranjo alinhado, independente da velocidade mássica. Este comportamento se deve à maior turbulência no escoamento observada nos arranjos escalonados, o que proporciona uma troca térmica mais intensa por convecção forçada;
- ✓ Para escoamento em regime bifásico, a convecção forçada é o mecanismo predominante de transferência de calor para graus de subresfriamento maiores ($\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$). No entanto, à medida que o fluxo de calor aumenta, a ebulição nucleada se torna o mecanismo dominante, especialmente em fluxos de calor baixos e moderados;
- ✓ Independente da velocidade mássica e do grau de subresfriamento, a superfície plana apresentou o pior desempenho térmico quando comparada às superfícies com a presença de micropilares;
- ✓ Em relação à superfície plana, a superfície com arranjo alinhado, para ambos os

graus de subresfriamento, apresentou um CTC de em média 60% maior para $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Por sua vez, a superfície com arranjo escalonado e $G = 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, apresentou um CTC 20% maior para $\Delta T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ e, 35% maior para $\Delta T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. A turbulência gerada pela configuração escalonada aumenta a queda de pressão, mas também contribui para uma mistura mais eficaz e uma distribuição uniforme do vapor, beneficiando a transferência de calor;

- ✓ A superfície com micropilares escalonados teve uma queda de pressão dez vezes maior que a superfície plana, enquanto o arranjo alinhado apresentou uma queda de pressão cinco vezes maior. Este aumento na queda de pressão é um indicativo das melhorias no transporte de calor, mas também representa um desafio para o projeto de sistemas de resfriamento eficientes, por exemplo, em projeto de compressores;
- ✓ Quanto maior o grau de subresfriamento, maior é o fluxo de calor necessário para iniciar a ebulição nucleada (ONB). Este comportamento é esperado devido à necessidade de mais energia para elevar a temperatura do fluido à temperatura de saturação. Em termos de desempenho térmico-hidráulico, um maior grau de subresfriamento proporciona um melhor desempenho, especialmente em arranjos com micropilares alinhados;
- ✓ O desempenho termo-hidráulico de um dissipador de calor compacto, analisado em termos do *Thermal Performance Index - TPI*, é intensificado com o uso de micropilares em arranjo escalonado nos testes em regime monofásico. Já para o escoamento em regime bifásico, o arranjo alinhado se sobressai em relação ao escalonado (tendo valores entre ~ 1 e 5);
- ✓ O HFE-7100 apresentou uma queda de pressão, em média, 12% menor para os testes em regime monofásico comparado à água, independente do arranjo dos micropilares. A curva fica mais evidente quando é observada no regime bifásico (em média 211%). Esse comportamento se deve às diferenças nas propriedades físico-químicas em relação à água deionizada, como viscosidade e tensão superficial;
- ✓ A água deionizada apresenta um melhor desempenho térmico (em média 131%) que o HFE-7100, independente do arranjo dos micropilares. Tal resultado é consequência da maior condutividade térmica e calor específico. E esse valor melhora no regime bifásico, chegando a 219% de melhoria.

Os resultados obtidos até o presente momento possibilitaram a publicação de trabalho no *27th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2023*, o qual recebeu o Prêmio *Springer Best Paper Award* na Categoria Pôster. Ademais, parte das análises aqui apresentadas será apresentada oralmente no *Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM 2024*, e no *20th Brazilian Congress of Thermal of Sciences and Engineering – ENCIT 2024*.

Como sugestão para trabalho futuro, a análise aqui desenvolvida utilizando outros fluidos de trabalho seria interessante para se ter um banco de dados robusto, a fim de possibilitar a proposição de uma correlação tanto para a predição do CTC quando para a queda de pressão. E, como melhoria na bancada experimental, a utilização de uma microbomba facilitaria no controle da vazão mássica do fluido de trabalho, principalmente para testes em regime de escoamento bifásico.

REFERÊNCIAS

- AHMED, H. E.; SALMAN, B.H.; KHERBEET, A. S.; AHMED, M. I. Optimization of thermal design of heat sinks: A review. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s.l.], v. 118, p. 129-153, 2018.
- ANITA, Bialek; KATARZYNA, Stokowiec, Comparison of boiling heat transfer on heaters with mesh structure and microfins, **Journal of Physics Conference**, Poland, v. 2454, p. 012005, 2023.
- ATKINS, P.; JONES, L. **Princípios de Química**: Questionando a vida moderna e o meio ambiente. 5ª Edição. São Paulo: Editora Bookman, 2011. 1048 págs.
- BAGHER, Soleimani; MASOUD, Ziabasharhagh. The interaction of surface orientation and roughness on nanofluid sub-cooled flow boiling. **Results in Engineering**, [s.l.], v. 22, p. 102222, jun. 2024.
- BHANDARI, P.; PRAJAPATI, Y. K. Fluid Flow and Heat Transfer Behavior in Distinct Array of Stepped Micro-Pin Fin Heat Sink. **Journal of Enhanced heat transfer**, [s.l.], v. 28, n. 4, 2021.
- BHANDARI, Prabhakar; RAWAT, Kamal S.; PRAJAPATI, Yogesh K.; PADALIA, Diwakar; RANAKOTI, Lalit; SINGH, Tej. Design modifications in micro pin fin configuration of microchannel heat sink for single phase liquid flow: a review. **Journal of Energy Storage**, [s.l.], v. 66, p. 107548, ago. 2023.
- BROWN, T. L.; LEMAY, H. E.; BURSTEN, B. E. **Química - A Ciência Central**. 9ª Edição. São Paulo: Editora Pearson Prentice Hall, 2005.
- 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.
- COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective Boiling and Condensation**. 3ª Edição Revisada. Oxford: Oxford University Press, 1996.
- DENG, Daxiang; ZENG, Long; SUN, Wei. A review on flow boiling enhancement and fabrication of enhanced microchannels of microchannel heat sinks. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 175, p. 121332, ago. 2021.
- DENG, Daxiang; ZENG, Long; SUN, Wei; PI, Guang; YANG, Yue. Experimental study of flow boiling performance of open-ring pin fin microchannels. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 167, p. 120829, mar. 2021.
- FENG, Shangsheng; SHI, Meng; YAN, Hongbin; SUN, Shanyouming; LI, Feichen; LU, Tian Jian. Natural convection in a cross-fin heat sink. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 132, p. 30-37, mar. 2018.

HUANG, Y., YANG, Q., MIAO, J., TANG, K., ZHAO, J., HUANG, J.; GUO, Y. Experimental investigation on flow boiling characteristics of a radial micro pin-fin heat sink for hotspot heat dissipation. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 219, p. 119622, 2023.

KADAM, S. T.; KUMAR, R. Twenty first century cooling solution: microchannel heat sinks. **International Journal of Thermal. Sciences**, [s.l.], v. 85, p. 73-92, 2014.

KANDLIKAR, S. G. Mechanistic considerations for enhancing flow boiling heat transfer in microchannels. **Journal of Heat Transfer**, [s.l.], v. 138, n. 2, p. 021504, 2016.

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

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**, [s.l.], v. 112, p. 999-1019, 2017.

LI, Qing-Wen; SHANG, Xue-Shuo; CAO, Qun; CUI, Zheng; SHAO, Wei. Numerical simulation on the heat sink with interrupted microchannels regarding of heat transfer enhancement. **Heat And Mass Transfer**, [s.l.], maio 2024. Springer Science and Business Media LLC.

LI, Y., ROUX, S., CASTELAIN, C., FAN, Y.; LUO, L. Design and Optimization of Heat Sinks for the Liquid Cooling of Electronics with Multiple Heat Sources: **A Literature Review**. **Energies**, [s.l.], v. 16, n. 22, p. 7468, 2023.

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.

LINDAHL, Mattias; SVENSSON, Niclas; SVENSSON, Bo H.; SUNDIN, Erik. Industrial cleaning with Qlean Water – a case study of printed circuit boards. **Journal Of Cleaner Production**, [s.l.], v. 47, p. 19-25, maio 2013.

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.

LV, H., MA, H., MAO, N.; HE, T. Boiling heat transfer mechanism of environmental-friendly refrigerants: a review. **International Journal of Refrigeration**, [s.l.], v. 133, p. 214-225, 2022.

MA, Xiang; JI, Xinyu; WANG, Jinyu; YANG, Xiaoping; ZHANG, Yonghai; WEI, Jinjia. 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**, [s.l.], v. 195, p. 123168, out. 2022.

MANETTI, L. L.; MOITA, A. S. O. H.; CARDOSO, E. M. A new pool boiling heat transfer correlation for wetting dielectric fluids on metal foams. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s.l.], v. 171, p. 121070, jun. 2021

MCHALE, John P.; GARIMELLA, Suresh V.. Heat transfer in trapezoidal microchannels of various aspect ratios. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 53, n. 1-3, p. 365-375, jan. 2010.

MOHAMMADI, A., KOŞAR, A. Hydrodynamic and thermal performance of microchannels with different staggered arrangements of cylindrical micro pin fins. **ASME - Journal of Heat Transfer**, [s.l.], v. 139, n. 6, p. 062402, 2017.

NAKAYAMA, W. Enhanced Heat Transfer in Tight Space — A Frontier for Thermal Management of Microelectronic Equipment. In **Enhanced Heat Transfer**, [s.l.], p. 121–133, 1999.

NUNES, Jéssica Martha; OLIVEIRA, Jeferson Diehl de; COPETTI, Jacqueline Biancon; GAJGHATE, Sameer Sheshrao; BANERJEE, Utsab; MITRA, Sushanta K.; CARDOSO, Elaine Maria. Thermal Performance Analysis of Micro Pin Fin Heat Sinks under Different Flow Conditions. **Energies**, [s.l.], v. 16, n. 7, p. 3175, mar. 2022.

NUNES, Jéssica Martha. **Caracterização experimental do desempenho térmico e fluidodinâmico de dissipadores de calor microaletados durante a ebulição convectiva**. Ilha Solteira: [s.n.], 2023 220 f. : il. Tese (doutorado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2023.

NUNES, Jéssica Martha; SOUZA, Reinaldo Rodrigues de; RODRIGUES, Alessandro Roger; SAFAEI, Mohammad Reza; CARDOSO, Elaine Maria. Influence of coated surfaces and gap size on boiling heat transfer of deionized water. **Journal Of The Brazilian Society Of Mechanical Sciences And Engineering**, [s.l.], v. 42, n. 3, p. 1-14, 15 fev. 2020.

OHADI, Michael; CHOO, Kyosung; DESSIATOUN, Serguei; CETEGEN, Edvin. **Next Generation Microchannel Heat Exchangers - Thermal Engineering and Applied Science**: springer briefs in applied sciences and technology. Minnesota, Usa: Springer, 2013.

PAUL, Subhanker; FERNANDINO, Maria; DORAO, Carlos A.. On the scaling of convective boiling heat transfer coefficient. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 164, p. 120589, jan. 2021.

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

PRAJAPATI, Yogesh K.; PATHAK, Manabendra; KHAN, Mohd. Kaleem. A comparative study of flow boiling heat transfer in three different configurations of microchannels. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 85, p. 711-722, jun. 2015.

QIN, Luwen; LI, Shuhong; ZHAO, Xiaobao; ZHANG, Xiuqiang. Experimental research on flow boiling characteristics of micro pin-fin arrays with different hydrophobic coatings. **International Communications In Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 126, p. 105456, jul. 2021.

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.

QU, Weilin; SIU-HO, Abel. Experimental study of saturated flow boiling heat transfer in an array of staggered micro-pin-fins. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 52, n. 7-8, p. 1853-1863, mar. 2009.

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.

RAVANJI, A., LEE, A., MOHAMMADPOUR, J.; CHENG, S. Critical review on thermohydraulic performance enhancement in channel flows: A comparative study of pin fins. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 188, n. 113793, 2023.

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**, [s.l.], v. 78, p. 974–985, 2014.

SHEN, B.; HAMAZAKI, T.; MA, W.; NAOKI, I.; HIDAKA, S.; TAKAHARA, A.; TAKAHASHI, K.; TAKATA, Y. Enhanced pool boiling of ethanol on wettability patterned surfaces. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 149, p. 325– 331, fev. 2019.

SHI, Mingxing; JI, Guangwei; CUI, Xiangjing; LIU, Chun; HONG, Xianyong; DING, Zhoutian; QIANG, Hua; WANG, Fengyun; XIA, Mingzhu. Simple control of carbon mass loading in capacitive deionization for efficient deionized water production. **Separation And Purification Technology**, [s.l.], v. 301, p. 121962, nov. 2022.

SUN, Na; ZHOU, Hongjian; ZHANG, Haimin; ZHANG, Yunxia; ZHAO, Huijun; WANG, Guozhong. Synchronous removal of tetracycline and water hardness ions by capacitive deionization. **Journal Of Cleaner Production**, [s.l.], v. 316, p. 128251, set. 2021.

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, maio 1981.

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.

VILARONGA, Arthur Gomes da Silva; MANETTI, Leonardo Lachi; GAJGHATE, Sameer Sheshrao; OLIVEIRA, Jeferson Diehl de; CARDOSO, Elaine Maria. The effect of metal foam fins on pool boiling of DI-water. **Experimental Thermal And Fluid Science**, [s.l.], v. 154, p. 111151, maio 2024.

WANG, C., LU, Q., LIU, Y., HUANG, H., SUN, J. Progressive review of heat transfer enhancement technologies in 2010–2020. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, [s.l.], v. 56, n. 103121, 2023.

Xing, K. Q., Tao, Y., and Hao, Y. L. "Performance Evaluation of Liquid Flow With PCM Particles in Microchannels.". **Journal Heat Transfer**. [s.l.], v. 127, n. 8, p. 931–940, August 2005.

YIN, Liaofei; JIANG, Peixue; XU, Ruina; HU, Haowei. Water flow boiling in a partially modified microgap with shortened micro pin fins. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 155, p. 119819, jul. 2020.

YU, Z., LI, M.; CAO, B. A comprehensive review on microchannel heat sinks for electronics cooling. **International Journal of Extreme Manufacturing**, [s.l.], v. 6, n. 022005, 2023.

YUAN, Yi; CHEN, Li; ZHANG, Chuangde; LI, Xiaoyu; TAO, Wen-Quan. Numerical investigation of flow boiling heat transfer in manifold microchannels. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 217, p. 119268, 2022.

YUBING, W., LI, J., ZHANG, D., CHEN, W., & ZHU, G. Investigation of the flow boiling performance in mini channel with micro pin fin. **Heat and Mass Transfer**, [s.l.], v. 59, n. 8, p. 1543-1563, 2023.

ZHANG, Chuangde; CHEN, Li; WANG, Zi; QIN, Feifei; YUAN, Yi; LIU, Luguog; TAO, Wen-Quan. Lattice Boltzmann mesoscopic study of effects of corrosion on flow boiling heat transfer in microchannels. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 221, p. 119863, fev. 2023.

ZHUANG, X., XIE, Y., LI, X., YUE, S., WANG, H., WANG, H., & YU, P. Experimental investigation on flow boiling of HFE-7100 in a microchannel with pin fin array. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 225, n. 120180, 2023.

APÊNDICE A

A medição das temperaturas no bloco de cobre foi realizada utilizando três termopares (T_1 , T_2 e T_3) tipo K de 0,5 mm blindados, marca OmegaTM. A calibração foi realizada imergindo os três termopares em um banho termostático juntamente com uma termoresistência PT-100 calibrada pelo INMETRO com incerteza expandida $U_{95\%} = 0,03$ °C. Um quarto termopar, idêntico aos demais, foi mantido em gelo fundente para servir como referência.

A partir dos dados de militensão foi possível plotar a curva de calibração através de:

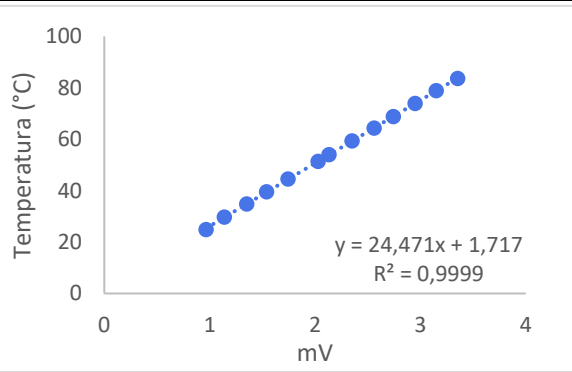
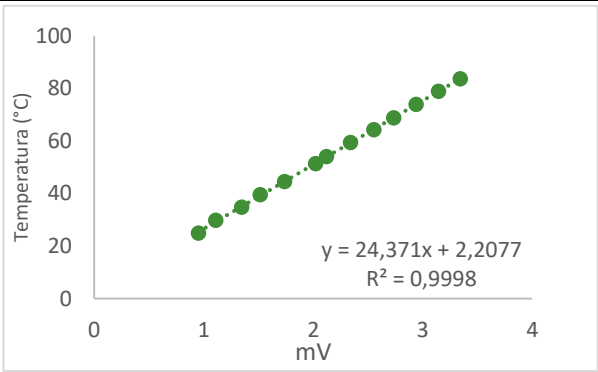
$$T = A.mV + B \quad (A.1)$$

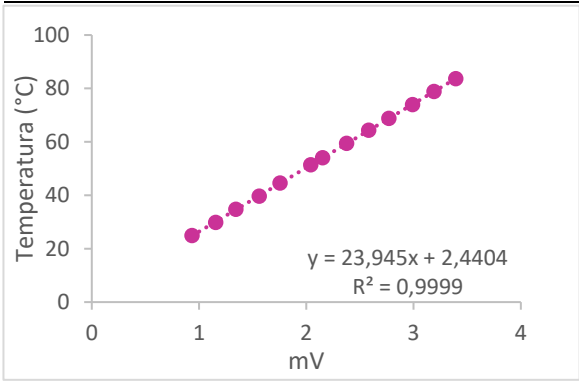
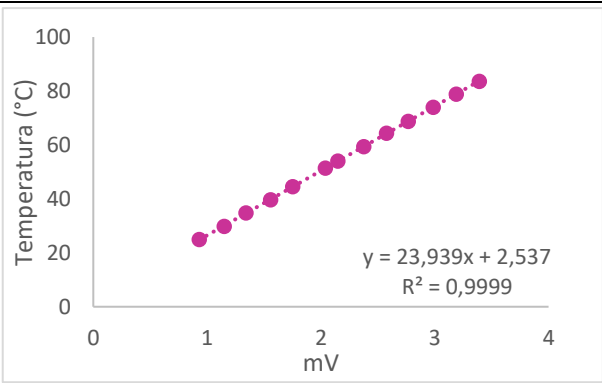
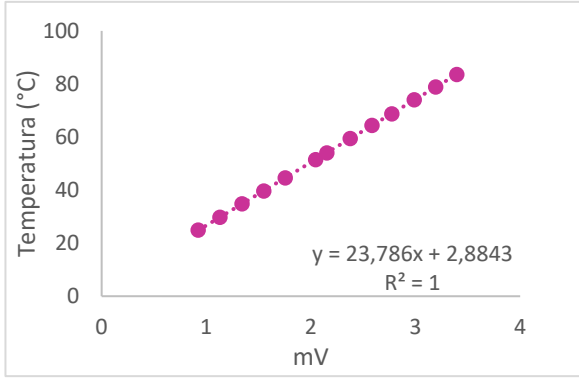
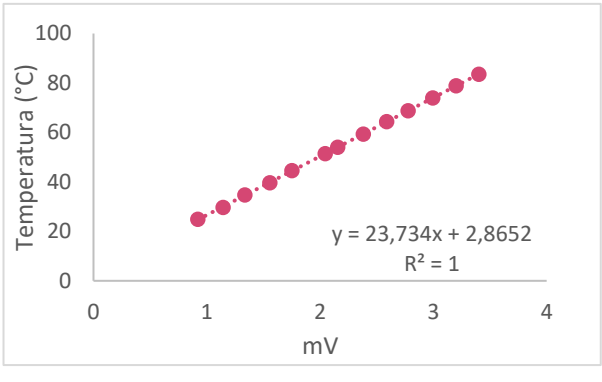
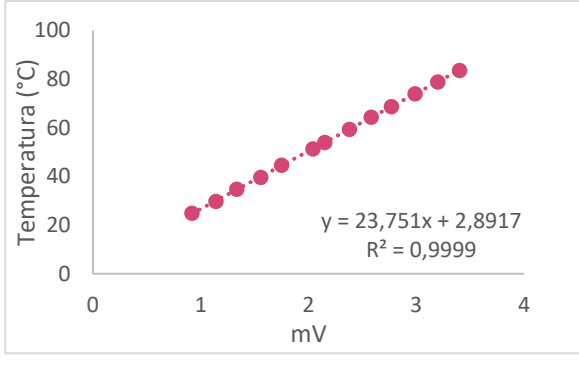
sendo T a temperatura medida, A o coeficiente angular do ajuste e B o coeficiente linear. O ajuste foi feito a partir dos dados de mV fornecido pelos termopares e medidos pelo sistema de aquisição de dados, por meio de uma regressão dos dados pelo método dos mínimos quadrados. A incerteza experimental foi determinada comparando os dados de temperatura fornecidos pelo ajuste e o PT-100, por meio de:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_i^N (T_i - T_{i,ajuste})^2}{N - 2}} \quad (A.2)$$

sendo N o número de pontos medidos. As curvas de calibração e as incertezas de medição estão indicadas na Tabela 8

Tabela 8 - Curvas de calibração dos termopares e suas incertezas.

Te	Ts
	
T1a	T1b

	
T1c	T2
	
T3	Incertezas
	$\sigma_{T_e} = 0,23\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\sigma_{T_s} = 0,31\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\sigma_{T_{1a}} = 0,18\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\sigma_{T_{1b}} = 0,19\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\sigma_{T_{1c}} = 0,12\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\sigma_{T_2} = 0,17\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\sigma_{T_3} = 0,19\text{ }^{\circ}\text{C}$

Fonte: Própria autora.

APÊNDICE B - 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 scipy.optimize import fsolve
import seaborn as sns
```

#Tratamento de dados

```
#Insira os valores referentes aos nomes dos arquivos
```

```
data_dos_testes = '09-12-23'
valores_Q = '30'.split()
valores_G = '1 2 3 4 5 6 7'.split()
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:
        no-
me_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:
        no-
me_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])
```

```
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=36))
```

```
#Separando as colunas em variáveis
```

```
#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]['207 <P_reserv>'] )
    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]['909 <Te> (C)'] )
    dados_Ts.append( dataframe[i]['905 <Ts> (C)'] )
    dados_T1a.append( dataframe[i]['906 <T1a> (C)'] )
    dados_T1b.append( dataframe[i]['907 <T1b> (C)'] )
```

```

    dados_T1c.append( dataframe[i]['908 <T1c> (C)'] )
    dados_T2.append( dataframe[i]['909 <T2> (C)'] )
    dados_T3.append( dataframe[i]['910 <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 = []

print('Ts:')
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])]) ) )
print(Ts[i])

```

#Dimensões da amostra

```

D = 300*10**(-6) # W_fin
S = 250*10**(-6) # W_channel
H = 350*10**(-6)
S_T = 800*10**(-6)
S_L = 800*10**(-6)
W = 15*10**(-3)
L = 20*10**(-3)
seno_45 = (2**(0.5))/2 #arranjo escalonado

#Número de pilares

N = 2*(26*19)

#Diametro hidráulico do canal (em relação aos canais)
Dc = (2*H*(S/seno_45))/(H+(S/seno_45)) #Liu et al 2011

#Diametro hidráulico aleta (em relação as aletas (parte térmica))
Df = (2**(0.5))*D #Liu et al 2011

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

```

#Temperatura do fluido e cp da água

```

T_fluido = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    T_fluido.append( (Ts[i]+Te[i])/2 )
cp = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    cp.append(75591.2 - (724.842*(T_fluido[i]+273)) +
2.45241*((T_fluido[i]+273)**2) - 0.00276564*((T_fluido[i]+273)**3))

```

#Perdas Térmicas

```

R = 302      #Inserir valor da resistência em ohms

Q_in = []
Q_fluido = []
Q_loss = []
perdas = []

print('perdas:\n')

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

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('\n-----')
    print('Verificando resultados ['+nome_comparacao[i]+'']')
    print('-----')
    print('\n')
    print('Ts-Te:\t\t\t',Ts[i]-Te[i])
    print('cp:\t\t\t\t',cp[i])
    print('Q_in:\t\t\t\t',Q_in[i])
    print('Q_fluido:\t\t\t',Q_fluido[i])
    print('Q_loss:\t\t\t\t',Q_loss[i])
    print('Porcentagem:\t\t\t',Q_loss[i]*100/Q_in[i], '%')

```

#Temperatura linear

```

L13=10.96*10**(-3) #Inserir valor [m] (distancia do termopar 1 até o 3)
L12=5.48*10**(-3) #Inserir valor [m] (distancia do termopar 1 até o 2)
L23=5.48*10**(-3) #Inserir valor [m] (distancia do termopar 2 até o 3)
L1p=7.446*10**(-3) #Inserir valor [m] (distancia do termopar 1 até a
superficie)
A_p = L*W #Area projetada - footprint

q_foot = []
k_cu = []
T1 = []
q_13 = []
q_fourrier = []
Q_fluido_fourrier = []
Tp = []

```

```

T_med = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    q_foot.append( (Q_fluido[i])/A_p )
    Tl.append( (T1a[i]+T1c[i])/2 )
    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_fourrier.append(q_13[i] )
    Q_fluido_fourrier.append( q_fourrier[i]*(W*L) )
    Tp.append( T1b[i]-(q_fourrier[i]*L1p)/k_cu[i] )

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('\n-----')
    print('Verificando resultados ['+nome_comparacao[i]+'')
    print('-----')
    print('\n')
    print('Tp:\t\t',Tp[i])
    print('Tw:\t\t',Tw[i])
    print('T_med:\t\t',T_med[i])
    print('q_12:\t\t',q_12[i])
    print('q_23:\t\t',q_23[i])
    print('q_foot:\t\t',q_foot[i])
    print('q_fourrier:\t\t',q_fourrier[i])

```

L1p=7.446*10**(-3) #[mm] --> passar para metros para aplicar na equação.

L2p=12.924*10**(-3) #[mm]

L3p=18.402*10**(-3) #[mm]

Lp=0 #[mm]

Tp = []

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Tp.append( T1b[i]-(q_fourrier[i]*L1p)/k_cu[i] )

```

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

```

cores=["k","r","g","b","y","m","gray","firebrick","lime","royalblue","gold",
"fuchsia","dimgray","tomato","seagreen","navy","khaki","purple","brown",
"teal","cyan","orange","maroon","turquoise","dodgerblue","peru","deep-
pink","orangered","limegreen","mediumblue","coral","darkorchid","c","aqua",
"goldenrod","hotpink"]

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    plt.plot(Lp*10**3,Tp[i],"o", color=cores[i], la-
bel=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]')
#plt.grid()

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/graficos/Tp_linear/'+nome_teste+'_willy.png')
plt.show()

```

#Perdas fourrier

```

Q_loss_F = []
perdas_f = []

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] )

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('\n-----')
    print('Verificando resultados ['+nome_comparacao[i]+'']')
    print('-----')
    print('\n')

```

```

print('Qfluido_fourrier:\t',Q_fluido_fourrier[i])
print('Q_loss:\t\t\t',perdas[i]*100,'%')
print('Qloss_fourrier:\t\t',Q_loss_F[i]*100/Q_in[i],'%')

```

#Coeficiente de transferência de calor (CTC)

```

# Cálculo do h_eff por Liu et al (2011)

P_ma = 4*D #Perimetro da microaleta
A_c = D*D #Constante

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

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    q_med.append( (q_foot[i])*0.481 )
    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) )
    h_eff.append( (q_eff[i])/(Tp[i]-T_fluido[i]) )

print('A_p:\t',A_p)
print('A_t:\t',A_t[1])

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('-----')
    print('Verificando resultados ['+nome_comparacao[i]+'']')
    print('-----')
    print('h_med:\t\t',h_med[i]) #h com base em 45% do q_foot - EES
    print('h_eff:\t\t',h_eff[i])

```

```

q_eff_fourrier = []
h_eff_fourrier = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    q_eff_fourrier.append( (Q_fluido_fourrier[i])/(1000*A_t[i]) )
    h_eff_fourrier.append( (q_eff_fourrier[i])/(Tp[i]-T_fluido[i]) )

```

```

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('\n-----')
    print('Verificando resultados ['+nome_comparacao[i]+' ]')
    print('-----')
    print('\n')
    print('T_fluido:\t',T_fluido[i])
    print('Tp:\t\t',Tp[i])
    print('q_fourrier:\t',q_fourrier[i])
    print('q_foot:\t\t',q_foot[i])
    print('q_eff:\t\t',q_eff[i])
    print('h_med:\t\t',h_med[i]) #h com base em 75% do q_foot - EES
    print('h_eff:\t\t',h_eff[i])
    print('q_eff_fourrier:\t',q_eff_fourrier[i])
    print('h_eff_fourrier:\t',h_eff_fourrier[i])

```

#Velocidade mássica (G)

```

A_min=W*H*(1-(D/S_T)) #Constante (vem de Wei Wan 2017)

G = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    G.append(Vazao[i]/A_min)

print('A_min:\t',A_min)

```

#Reynolds

```

# Densidade do fluido

u_max = []
rho_fluido = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    rho_fluido.append(581.145 + (3.05197*(T_fluido[i]+273)) -
0.00555803*((T_fluido[i]+273)**2))
    u_max.append( G[i]/rho_fluido[i] )

print('rho_fluido:')
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print( rho_fluido[i] )

print('-----')

```

```

print('u_max:')
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print( u_max[i] )

#Reynolds para os microcanais - Re_c (parte hidrodinâmica)
mi_fluido = [] #peguei os valores de cada mu (viscosity) no ees (K) pe-
la temperatura media (entrada e saida) e aproximei à equação de uma re-
ta
mi_w = [] #peguei os valores de cada mu (viscosity) no ees (K) pela
temperatura da parede (Tp) e aproximei à equação de uma reta
Re_c = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    mi_fluido.append(0.0549531 - (0.00034318*(T_fluido[i]+273)) +
(5.42855*10**-7)*((T_fluido[i]+273)**2))
    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):
    mi_w.append(0.0549531 - (0.00034318*(T_fluido[i]+273)) +
(5.42855*10**-7)*((T_fluido[i]+273)**2))
    Re_fin.append( (G[i]*Df)/mi_fluido[i] )

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('Re_c:\t',Re_c[i])
    print('Re_fin:\t',Re_fin[i])
    print('mu:\t',mi_fluido[i])
    print('-----')
```

#Nusselt

```

k_fluido = []
k_w = []
Nu = []
Nu_fourrier = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    k_fluido.append( 0.0009*(T_fluido[i]+273) + 0.3232 )
    k_w.append( 0.0009*Tp[i] + 0.3232 )
    Nu.append( (1000*h_eff[i]*Df)/(k_fluido[i]) )
    Nu_fourrier.append( (1000*h_eff_fourrier[i]*Df)/(k_fluido[i]) )
```

```

N_y = 52
delta_P = []
f = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    delta_P.append( Pe[i]- Ps[i] ) #[kPa]
    f.append( (delta_P[i]*10**3)/( N_y*(rho_fluido[i]*(u_max[i]**2))/2
) )

```

#Incertezas

```

u_delta_T = u_delta_T_1sat = 0.2 #Colocar a incerteza do termopar
u_L_13 = u_L_square_p = u_L_lp = 0.5e-3/np.sqrt(3)
u_R = 1
u_V = 0.1
u_delta_P = 0.0004 #kPa incerteza do transdutor
u_m_dot_percentage = 0.1/100
u_m_dot = []
u_q_13_percentage = []
u_q_13=[]
u_Q_in = []
u_Q_loss = []
u_Q_in_percentage=[]
u_Q_loss_percentage=[]
u_q_eff = []
u_q_eff_percentage = []
u_delta_Tp_Tfluido=[]
u_delta_Tp_Tfluido_percentage=[]
u_Nu_percentage=[]
u_Nu=[]
u_h_percentage=[]
u_h=[]
u_G = []
u_G_percentage=[]

arr_err = np.zeros((n_de_arquivos, 18))
for i in range(n_de_arquivos):
    u_q_13_percentage.append( np.sqrt( (u_delta_T/(T3[i]-T1b[i])) **2 +
(u_L_13/L13)**2 ))
    u_q_13.append((u_q_13_percentage[i]*q_13[i])/1000) #Com q_13 em
kW/m²
    u_m_dot.append(u_m_dot_percentage*Vazao[i])
    u_Q_loss_percentage.append( np.sqrt( (u_m_dot[i]/Vazao[i])**2 +
(u_delta_T/(Ts[i]-Te[i]))**2))
    u_Q_loss.append(u_Q_loss_percentage[i]*Q_loss[i])

```

```

    u_Q_in_percentage.append( np.sqrt((u_V/Tensao_resist[i])**2 +
(u_R/R)**2))
    u_Q_in.append(u_Q_in_percentage[i]*Q_in[i])
    u_q_eff.append(np.sqrt(max(0, (u_Q_in[i] / (1000 * A_p))**2 +
(u_Q_loss[i] / (1000 * A_p)))))
    u_q_eff_percentage.append(u_q_eff[i]/q_eff[i])
    u_delta_Tp_Tfluido.append( np.sqrt((u_delta_T)**2 + (-
L1p*u_q_13[i]/k_cu[i])**2 + (-q_13[i]*u_L_1p/(1000*k_cu[i]))**2) )
    u_delta_Tp_Tfluido_percentage.append( u_delta_Tp_Tfluido[i]/(Tp[i]-
T_fluido[i]))
    u_h_percentage.append( np.sqrt((u_delta_Tp_Tfluido[i]/(Tp[i]-
T_fluido[i]))**2 + (u_q_eff[i]/q_eff[i])**2) )
    u_h.append(u_h_percentage[i]*h_eff[i])
    u_G.append(u_m_dot[i]/A_min)
    u_G_percentage.append(u_G[i]/G[i])
    u_Nu_percentage.append( np.sqrt((u_delta_Tp_Tfluido[i]/(Tp[i]-
T_fluido[i]))**2 + (u_q_eff[i]/q_eff[i])**2) )
    u_Nu.append(u_Nu_percentage[i]*Nu[i])
    arr_err[i, 0] = u_q_13_percentage[i]*100
    arr_err[i, 1] = u_q_13[i]
    arr_err[i, 2] = u_m_dot[i]
    arr_err[i, 3] = u_Q_loss_percentage[i]*100
    arr_err[i, 4] = u_Q_loss[i]
    arr_err[i, 5] = u_Q_in_percentage[i]*100
    arr_err[i, 6] = u_Q_in[i]
    arr_err[i, 7] = u_q_eff[i]
    arr_err[i, 8] = u_q_eff_percentage[i]*100
    arr_err[i, 9] = u_delta_Tp_Tfluido[i]
    arr_err[i, 10] = u_delta_Tp_Tfluido_percentage[i]*100
    arr_err[i, 11] = u_h_percentage[i]*100
    arr_err[i, 12] = u_h[i]
    arr_err[i, 13] = u_Nu_percentage[i]*100
    arr_err[i, 14] = u_Nu[i]
    arr_err[i, 15] = u_G[i]
    arr_err[i, 16] = u_G_percentage[i]*100
    arr_err[i, 17] = u_delta_P

```

```

df_err= pd.DataFrame(arr_err, columns=["u(q_13)%", "u(q_13)",
"u(m_dot)", "u(Q_loss)%", "u(Q_loss)", "u(Q_in)%", "u(Q_in)",
"u(q_eff)", "u(q_eff)%", "u(delta_Tp_Tfluido)", "u(delta_Tp_Tfluido)%",
"u(h)%", "u(h)", "u(Nu)%", "u(Nu)", "u(G)", "u(G)%", "u(delta_P)"])

```

```
df_err #tabela com as incertezas
```

#Gráficos

```

if G_constante==0:
    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))

```

```

    ax.errorbar(Re_fin,h_eff, marker='o', yerr=df_err['u(h)'],ms = 6,
ls=' ', label='h', ecolor='0.2',capthick=1, capsize=3, elinewidth=1)
    plt.title('h por Re_fin')
    plt.xlabel('Re_fin')
    plt.ylabel('h')
    ax.legend()
    plt.show()

    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
    ax.errorbar(G,h_eff, marker='o', xerr=df_err['u(h)'],ms = 6, ls=' ',
label='h', ecolor='0.2',capthick=1, capsize=3, elinewidth=1)
    plt.title("h por G")
    plt.xlabel('G')
    plt.ylabel('h')
    ax.legend()
    plt.show()

    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
    ax.errorbar(G,h_eff, marker='o', xerr=df_err['u(h)'],ms = 6, ls=' ',
label='h', ecolor='0.2',capthick=1, capsize=3, elinewidth=1)
    plt.title("h por G")
    plt.xlabel('G')
    plt.ylabel('h')
    ax.legend()
    plt.show()

```

#Salvando dados

```

dados_temperaturas = {'Referencia': nome_comparacao,
                        'Vazão (kg/h)': Vazao,
                        'G_real' : G,
                        'Q_foot': q_foot,
                        'Q_eff (kw/m²)': q_eff2,
                        'Q_in': Q_in,
                        'Q_loss': Q_loss,
                        'Q_loss (%)': perdas,
                        'Pe': Pe,
                        'Ps': Ps,
                        'T_A': T_A,
                        'T_B': T_B,
                        'T_C': T_C,
                        'Te': Te,
                        'Ts': Ts,
                        'T1a': T1a,
                        'T1b': T1b,
                        'T1c': T1c,
                        'T3': T3,
                        'Tp': Tp,

```

```

'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]': delta_P,
'delta_T': delta_T,
'perdas_padrao': perdas,
'perdas_fourrier': perdas_f,
'u(q_eff, %)': u_q_eff_percentage,
'u(q_eff, kW/m²)': u_q_eff,
'u(delta_T, %)': u_delta_Tp_Tfluido_percentage,
'u(delta_T)': u_delta_Tp_Tfluido,
'u(h, %)': u_h_percentage,
'u(h, kW/m²K)': u_h,
'u(Nu, %)': u_Nu_percentage,
'u(Nu)': u_Nu,
}

```

```

dados_temperaturas_dataframe = pd.DataFrame(dados_temperaturas)
da-
dos_temperaturas_dataframe.to_excel('dados/graficos/dados_exportados.xlsx')
dados_temperaturas_dataframe.head()

```

#Correlações 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]) )

```

#Tullius et al. (2012)

```

dh = 0.0002
C_Nu = 0.036
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) )

```

```

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

print(MAE_Tullius)

```

#Liu et al. (2011)

```

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])**0.25))
)

```

```

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

print(MAE_Liu2)

```

#Gráficos correlações

```

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

    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
    ax.errorbar(Re_fin,Nu, marker='o', yerr=df_err['u(Nu)'], ms = 8,
ls='', label='Nu', ecolor='0.2',capthick=1, capsize=3, elinewidth=1)
    plt.plot(Re_fin,Nu_Tullius,'-o', label='Nu_Tullius', markersize=11)
    plt.plot(Re_fin,Nu_Liu,'-*', label='Nu_Liu', markersize=11)
    plt.title('Q = 12W', fontsize=18)
    plt.xlabel('Re [-]', fontsize=18)
    plt.ylabel('Nu [-]', fontsize=18)
    ax.tick_params(axis='both', labelsize=16) # Ajuste o valor de 'la-
belsize'

```

```

ax.legend(fontsize=20)
plt.savefig('dados/'+data_dos_testes+'_q'+str(q_na_pasta)+'/grafico
s/Nu_por_Re.jpg')
plt.show()

```

#Correlações queda de pressão

#Tullius *et al.* (2012)

```

N_y = 52
u_max = []
rho_fluido = []
f_Tullius = []
deltaP_Tullius = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    rho_fluido.append(0.5177*(T_fluido[i]+273.15) + 1153.3)
    u_max.append( G[i]/rho_fluido[i] )
    f_Tullius.append( 5.28 * (S_L/Dc)**0.2 * (S_T/Dc)**0.2 *
(H/Dc)**0.18 * (1 + (dh/Dc))**0.2 * Re_c[i]**(-0.435) )
    deltaP_Tullius.append( (N_y * f_Tullius[i] * (
(rho_fluido[i]*(u_max[i]**2))/2 ))/1000 )

```

#Qu-Siu (2008)

```

f_Qu_Siu = []
deltaP_Qu_Siu = []

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 ))/1000 )

```

#Gráficos correlações

```

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

    fig, ax2 = plt.subplots(figsize=(9, 9))

    # Substitua os valores de 'markersize' conforme necessário
    ax2.scatter(Re_c, delta_P, label='ΔP_experimental', s=80)
    plt.plot(Re_c, deltaP_Tullius, 'k--', label='ΔP_Tullius', markersi-
ze=30) # Ajuste o tamanho conforme necessário
    plt.plot(Re_c, deltaP_Qu_Siu, '-', label='ΔP_Qu_Siu', markersi-
ze=30) # Ajuste o tamanho conforme necessário

```

```
plt.title('Q = 9W', fontsize=18)
plt.xlabel('Re_c [-]', fontsize=18)
plt.ylabel('ΔP [kPa]', fontsize=18)

# Ajuste o tamanho da fonte nos eixos
ax2.tick_params(axis='both', labelsiz=16)

ax2.legend(fontsize=20)
plt.savefig('dados/' + data_dos_testes + '_q' + str(q_na_pasta) +
            '/graficos/P_por_Re.jpg')
plt.show()
```

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
```

#Tratamento de dados

```
#Insira os valores referentes aos nomes dos arquivos

nome_teste = '16-02-24_G1000_sub10_run1'

data_dos_testes = '01_16-02-24_G1000' # nome da pasta
valores_q = '50 100 150 200 300 350 400 500 550 600 650 700'.split()
valores_G = '1000'.split()
G_constante = 1 #1 para G constante e 0 para Q constante

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:
        no-
me_diretorio.append('dados/'+data_dos_testes+'/Q'+valores_q[0]+'.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:
        no-
me_diretorio.append('dados/'+data_dos_testes+'/Q'+item+'.csv')
        nome_comparacao.append('Q'+item)

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print(nome_diretorio[i])
```

```
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=36))

#Separando as colunas em variáveis

#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]['207 <P_reserv>'] )
    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]['909 <Te> (C)'] )
    dados_Ts.append( dataframe[i]['905 <Ts> (C)'] )
    dados_T1a.append( dataframe[i]['906 <T1a> (C)'] )
    dados_T1b.append( dataframe[i]['907 <T1b> (C)'] )
    dados_T1c.append( dataframe[i]['908 <T1c> (C)'] )
    dados_T2.append( dataframe[i]['909 <T2> (C)'] )
    dados_T3.append( dataframe[i]['910 <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 = []

print('Ts:')
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])] ) )
print(Ts[i])
```

#Dimensões da amostra

```
#Dimensões da amostra

D = 300*10**(-6) # W_fin
S = 250*10**(-6) # W_channel
H = 350*10**(-6)
S_T = 800*10**(-6)
S_L = 800*10**(-6)
W = 15*10**(-3)
L = 20*10**(-3)
seno_45 = (2**(0.5))/2

#Numero de pilares

N = 2*(26*19)

#Diametro hidraulico do canal (em relação aos canais)
Dc = (2*H*(S/seno_45))/(H+(S/seno_45)) #Liu et al 2011

#Diametro hidraulico aleta (em relação as aletas (parte térmica))
Df = (2**(0.5))*D #Liu et al 2011

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

#Temperatura do fluido e cp da água

```
T_fluido = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    T_fluido.append( (Ts[i]+Te[i])/2 )

cp = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    cp.append(75591.2 - (724.842*(T_fluido[i]+273)) +
    2.45241*((T_fluido[i]+273)**2) - 0.00276564*((T_fluido[i]+273)**3))
```

#Perdas Térmicas

```
R = 161.78 #Inserir valor da resistencia em ohms
```

```

Q_in = []
Q_fluido = []
Q_loss = []
perdas = []

print('perdas:\n')

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    Q_in.append( (Tensao_resist[i]**2)/R )
    Q_fluido.append(0.695*Q_in[i])
    Q_loss.append( Q_in[i]-Q_fluido[i] )
    perdas.append( Q_loss[i]/Q_in[i] )
    print(perdas[i])

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('\n-----')
    print('Verificando resultados ['+nome_comparacao[i]+'']')
    print('-----')
    print('\n')
    print('Ts-Te:\t\t\t',Ts[i]-Te[i])
    print('cp:\t\t\t\t',cp[i])
    print('Q_in:\t\t\t\t',Q_in[i])
    print('Q_fluido:\t\t\t\t',Q_fluido[i])
    print('Q_loss:\t\t\t\t',Q_loss[i])
    print('Porcentagem:\t\t\t',Q_loss[i]*100/Q_in[i], '%')

```

#Coeficiente de transferência de calor (CTC)

```

#Criando uma pasta chamada graficos

import os
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)

import os
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)

L13=10.96*10**(-3) #Inserir valor [m] (distância do termopar 1 até o 3)
L12=5.48*10**(-3) #Inserir valor [m] (distância do termopar 1 até o 2)
L23=5.48*10**(-3) #Inserir valor [m] (distância do termopar 2 até o 3)
L1p=7.446*10**(-3) #Inserir valor [m] (distância do termopar 1 até a
superficie)
A_p = L*W #Area projetada - footprint

q_foot = []
k_cu = []
q_13 = []
q_fourrier = []
Q_fluido_fourrier = []
Tp = []
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_fourrier.append(q_13[i] )
    Q_fluido_fourrier.append( q_fourrier[i]*(W*L) )
    Tp.append( T1b[i]-(q_fourrier[i]*L1p)/k_cu[i] )

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('\n-----')
    print('Verificando resultados ['+nome_comparacao[i]+'']')
    print('-----')
    print('\n')
    print('Tp:\t\t',Tp[i])
    print('q_foot:\t\t',q_foot[i])
    print('q_fourrier:\t\t',q_fourrier[i])

L1p=7.446*10**(-3) #[mm] --> passar para metros para aplicar na equa-
ção.
L2p=12.924*10**(-3) #[mm]
L3p=18.402*10**(-3) #[mm]
Lp=0 #[mm]

Tp = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):

```

```

Tp.append( T1b[i]-(q_fourrier[i]*L1p)/k_cu[i] )

Q_loss_F = []
perdas_f = []

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] )

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('\n-----')
    print('Verificando resultados ['+nome_comparacao[i]+' ]')
    print('-----')
    print('\n')
    print('Qfluido_fourrier:\t',Q_fluido_fourrier[i])
    print('Q_loss:\t\t\t',perdas[i]*100,'%')
    print('Qloss_fourrier:\t\t',Q_loss_F[i]*100/Q_in[i],'%')

```

#Perfil de temperature linear

```

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

cores=["k","r","g","b","y","m","gray","firebrick","lime","royalblue","g
old","fuchsia","dimgray","tomato","seagreen","navy","khaki","purple","b
rown","teal","cyan","orange","maroon","turquoise","dodgerblue","peru","
deep-
pink","orangered","limegreen","mediumblue","coral","darkorchid","c","aq
ua","goldenrod","hotpink"]

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    plt.plot(Lp*10**3,Tp[i],"o", color=cores[i], la-
bel=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]')
plt.grid()

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"

#plt.axis([-0.5,L3p*10**3*1.1, min(Tp)-0.5, max(T3)+0.5])
ax.legend(bbox_to_anchor=(1.05, 1), loc=2, borderaxespad=0.)

#Salvando o grafico

#plt.savefig('dados/graficos/Tp_linear/'+nome_teste+'_willy.png')
plt.show()

```

#Resfriamento Newton; Coeficiente de transferência de calor (CTC)

```

# Cálculo do h_eff por Liu et al (2011)

P_ma = 4*D #Perimetro da microaleta
A_c = D*D #Constante

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

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    q_med.append( (q_foot[i])*0.481 )
    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] )
    h_eff.append( (q_eff[i])/(Tp[i]-T_fluido[i]) )

print('A_p:\t',A_p)
print('A_t:\t',A_t[1])

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('-----')
    print('Verificando resultados ['+nome_comparacao[i]+'']')
    print('-----')
    print('h_med:\t\t',h_med[i]) #h com base em 45% do q_foot - EES

```

```

print('h_eff:\t\t',h_eff[i])
print('q_eff:\t\t',q_eff[i]) #w/m²
print('Tp:\t\t',Tp[i])
print('T_fluido:\t\t',T_fluido[i])

```

```
q_eff_fourrier = []
```

```
i=0
```

```

for i in range(n_de_arquivos):
    q_eff_fourrier.append( (Q_fluido_fourrier[i])/(A_t[i]) )

```

```
h_eff_fourrier = []
```

```
i=0
```

```

for i in range(n_de_arquivos):
    h_eff_fourrier.append( (q_eff_fourrier[i])/(Tp[i]-T_fluido[i]) )

```

#Velocidade mássica (G)

```
A_min=W*H*(1-(D/S_T)) #Constante (vem de Wei wan 2017)
```

```
G = []
```

```
i=0
```

```

for i in range(n_de_arquivos):
    G.append(Vazao[i]/A_min)

```

```
print('A_min:\t', A_min)
```

#Reynolds

```
# Densidade do fluido
```

```
u_max = []
```

```
rho_fluido = []
```

```
i=0
```

```

for i in range(n_de_arquivos):
    rho_fluido.append(581.145 + (3.05197*(T_fluido[i]+273)) -
0.00555803*((T_fluido[i]+273)**2))
    u_max.append( G[i]/rho_fluido[i] )

```

```
print('rho_fluido:')

```

```
i=0
```

```

for i in range(n_de_arquivos):
    print( rho_fluido[i] )

```

```

print('-----')
print('u_max:')
i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print( u_max[i] )

#Reynolds para os microcanais - Re_c (parte hidrodinâmica)

mi_fluido = [] #peguei os valores de cada mu (viscosity) no ees (K) pela
temperatura media (entrada e saida) e aproximei à equação de uma reta
mi_w = [] #peguei os valores de cada mu (viscosity) no ees (K) pela
temperatura da parede (Tp) e aproximei à equação de uma reta
Re_c = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    mi_fluido.append(0.0549531 - (0.00034318*(T_fluido[i]+273)) +
(5.42855*10**-7)*((T_fluido[i]+273)**2))
    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):
    mi_w.append(0.0549531 - (0.00034318*(T_fluido[i]+273)) +
(5.42855*10**-7)*((T_fluido[i]+273)**2))
    Re_fin.append( (G[i]*Df)/mi_fluido[i] )

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    print('Re_c:\t',Re_c[i])
    print('Re_fin:\t',Re_fin[i])
    print('mu:\t',mi_fluido[i])
    print('-----')

```

#Nusselt

```

k_fluido = []
k_w = []
Nu = []
Nu_fourrier = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    k_fluido.append( 0.0009*(T_fluido[i]+273) + 0.3232 )
    k_w.append( 0.0009*Tp[i] + 0.3232 )

```

```

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

```

```

N_y = 52
delta_P = []
f = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    delta_P.append( Pe[i]- Ps[i] ) #[kPa]
    f.append( (delta_P[i]*10**3)/( N_y*(rho_fluido[i]*(u_max[i]**2))/2
) )

```

#Temperatura de saturação

```

delta_T = []
T_sat = []
dT_sat = []

i=0
for i in range(n_de_arquivos):
    delta_T.append( Tp[i]-T_fluido[i] )
    T_sat.append( 73.2804+0.263603*Pe[i] )
    dT_sat.append( Tp[i]-T_sat[i] )

```

#Incertezas

```

u_delta_T = u_delta_T_1sat = 0.2#Colocar a incerteza do termopar
u_L13 = u_L_square_p = u_L_lp = u_w = u_L = 0.5e-3/np.sqrt(3)
u_R = 1
u_V = 0.1
u_m_dot_percentage = 0.1/100
u_m_dot = []
u_Q_fluido_fourrier_percentage = []
u_Q_fluido_fourrier=[]
u_q_eff_fourrier = []
u_q_eff_fourrier_percentage = []
u_delta_Tp_Tfluido=[]
u_delta_Tp_Tfluido_percentage=[]
u_h_eff_fourrier_percentage=[]
u_h_eff_fourrier=[]
u_G = []
u_G_percentage=[]
u_A = []
u_q_13 = []

arr_err = np.zeros((n_de_arquivos, 12))
for i in range(n_de_arquivos):

```

```

    u_A.append( u_L*np.sqrt(L**2 + W**2)) #Incerteza da área
    u_Q_fluido_fourrier.append( np.sqrt( (u_delta_T*W*L*k_cu[i]/L13
)**2 + (k_cu[i]*(T3[i]-T1b[i])*u_A[i]/L13)**2 +
(Q_fluido_fourrier[i]*u_L13/L13)**2 ))
    u_Q_fluido_fourrier_percentage.append(
u_Q_fluido_fourrier[i]/Q_fluido_fourrier[i] ) #Observar se
Q_fluido_fourrier está em W/m² ou kW/m²
    u_m_dot.append(u_m_dot_percetage*Vazao[i]) #Incerteza do equipamen-
to
    u_q_eff_fourrier.append(np.sqrt((u_Q_fluido_fourrier[i]/A_t[i])**2
+ (q_eff_fourrier[i]*u_A[i]/A_t[i])**2))
    u_q_eff_fourrier_percentage.append(u_q_eff_fourrier[i]/q_eff_fourri
er[i])
    u_delta_Tp_Tfluido.append( np.sqrt((u_delta_T)**2 + (-
L1p*u_q_eff_fourrier[i]/k_cu[i])**2 + (-
q_eff_fourrier[i]*u_L_1p/(k_cu[i]))**2) ) #Olhar a unidade de q_13
    u_delta_Tp_Tfluido_percentage.append( u_delta_Tp_Tfluido[i]/(Tp[i]-
T_fluido[i]))
    u_h_eff_fourrier.append( np.sqrt((u_q_eff_fourrier[i]/(Tp[i]-
T_fluido[i]))**2 + (h_eff[i]*u_delta_Tp_Tfluido[i]/(Tp[i]-
T_fluido[i]))**2))
    u_h_eff_fourrier_percentage.append(u_h_eff_fourrier[i]/h_eff_fourri
er[i])
    u_G.append(np.sqrt((u_m_dot[i]/Vazao[i])**2 +
(G[i]*u_A[i]/Vazao[i])**2))
    u_G_percentage.append(u_G[i]/G[i])
    arr_err[i, 0] = u_A[i]
    arr_err[i, 1] = u_Q_fluido_fourrier[i]
    arr_err[i, 2] = u_Q_fluido_fourrier_percentage[i]*100
    arr_err[i, 3] = u_m_dot[i]
    arr_err[i, 4] = u_q_eff_fourrier[i]
    arr_err[i, 5] = u_q_eff_fourrier_percentage[i]*100
    arr_err[i, 6] = u_delta_Tp_Tfluido[i]
    arr_err[i, 7] = u_delta_Tp_Tfluido_percentage[i]*100
    arr_err[i, 8] = u_h_eff_fourrier[i]
    arr_err[i, 9] = u_h_eff_fourrier_percentage[i]*100
    arr_err[i, 10] = u_G[i]
    arr_err[i, 11] = u_G_percentage[i]*100

```

```

df_err= pd.DataFrame(arr_err, columns=["u(A)", "u(Q_fluido_fourrier)",
"u(Q_fluido_fourrier)%", "u(m_dot)", "u(q_eff_fourrier)",
"u(q_eff_fourrier)%", "u(delta_Tp_Tfluido)", "u(delta_Tp_Tfluido)%",
"u(h_eff_fourrier)", "u(h_eff_fourrier)%", "u(G)", "u(G)%"])

```

```
df_err #Tabela com as incertezas
```

#Gráficos incertezas

```

if G_constante==1:
    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
    ax.errorbar(q_eff_fourrier,Nu_fourrier, marker='o',
xerr=df_err['u(q_eff_fourrier)'], ms = 6, ls='', la-
bel='q"eff_fourrier', ecolord='0.2',capthick=1, capsize=3, elinewidth=1)
    plt.title('Nu_fourrier por q"eff_fourrier')
    plt.xlabel('q"eff_fourrier')
    plt.ylabel('Nu_fourrier')
    ax.legend()
    plt.savefig('dados/graficos/Nu_fourrier x q_eff_fourrier.png')
    plt.show()

    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
    ax.errorbar(q_eff_fourrier,h_eff_fourrier, marker='o',
yerr=df_err['u(h_eff_fourrier)'], ls='',label='h', ecol-
or='0.2',capthick=1, capsize=3, elinewidth=1)
    plt.title("h por q\"")
    plt.xlabel('q"eff_fourrier')
    plt.ylabel('h_eff_fourrier')
    ax.legend()
    plt.savefig('dados/graficos/h_eff_fourrier x q_eff.png')
    plt.show()

    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
    plt.scatter(q_eff_fourrier,h_eff_fourrier, label='h_eff_fourrier x
q_eff_fourrier')
    plt.title("h_eff_fourrier por q\"_fourrier")
    plt.xlabel('q"eff_fourrier')
    plt.ylabel('h_eff_fourrier')
    ax.legend()
    plt.savefig('dados/graficos/h_eff_fourrier x q_eff_fourrier.png')
    plt.show()

    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
    plt.scatter(q_eff_fourrier,h_eff_fourrier, label='h_eff_fourrier x
q_eff_fourrier')
    plt.title("h_fourrier por q\"_fourrier")
    plt.xlabel('q"eff_fourrier')
    plt.ylabel('h_eff_fourrier')
    ax.legend()
    plt.savefig('dados/graficos/h_eff_fourrier x q_eff_fourrier.png')
    plt.show()

    fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
    plt.scatter(q_eff_fourrier,delta_P, label='q"eff_fourrier')
    plt.title('delta_P por q"eff_fourrier')
    plt.xlabel('q"eff')
    plt.ylabel('delta_P')

```

```

plt.savefig('dados/graficos/deltaP x q_eff_fourrier.png')
plt.show()

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.scatter(q_eff_fourrier, delta_P, label='q"eff_fourrier')
plt.title('delta_P por q"eff_fourrier')
plt.xlabel('q"eff_fourrier')
plt.ylabel('delta_P')
plt.savefig('dados/graficos/deltaP x q_eff_fourrier.png')
plt.show()

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.plot(dT_sat, q_eff_fourrier, 'o', label='q"eff (T_sat com Pmed)')
plt.plot(delta_T, q_eff, 'd', label='q"eff (delta_T padrão)')
plt.grid()
plt.axis([-20, max(delta_T)*1.2, 0, max(q_eff)*1.2])
plt.title('q\" por diferentes delta T')
plt.xlabel("delta_T")
plt.ylabel('q"eff_fourrier')
ax.legend()
plt.savefig('dados/graficos/comparacao delta_Ts.png')
plt.show()

fig, ax = plt.subplots(figsize=(9, 9))
plt.plot(dT_sat, q_eff_fourrier, 'o', label='q"eff_fourrier (T_sat
com Pmed)')
plt.plot(delta_T, q_eff_fourrier, 'd', label='q"eff_fourrier (delta_T
padrão)')
plt.grid()
plt.axis([-20, max(delta_T)*1.2, 0, max(q_eff_fourrier)*1.2])
plt.title('q\"_fourrier por diferentes delta T')
plt.xlabel("delta_T")
plt.ylabel('q"eff_fourrier')
ax.legend()
plt.savefig('dados/graficos/comparacao delta_Ts_fourrier.png')
plt.show()

```

#Salvando os dados

```

dados_temperaturas = {'Referencia': nome_comparacao,
                        'Vazão (kg/h)': Vazao,
                        'G_real' : G,
                        'Q_foot': q_foot,
                        'Q_in': Q_in,
                        'Q_loss': Q_loss,
                        'Q_loss (%)': perdas,
                        'q_eff_fourrier': q_eff_fourrier,
                        'h_eff_fourrier': h_eff_fourrier,
                        'Pe': Pe,

```

```

'Ps': Ps,
'T_A': T_A,
'T_B': T_B,
'T_C': T_C,
'Te': Te,
'Ts': Ts,
'T1a': T1a,
'T1b': T1b,
'T1c': T1c,
'T2': T2,
'T3': T3,
'Tp': Tp,
'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]': delta_P,
'delta_T': delta_T,
'perdas_padrao': perdas,
'perdas_fourrier': perdas_f,
'u(q_eff, %)': u_q_eff_fourrier_percentage,
'u(q_eff, kW/m²)': u_q_eff_fourrier,
'u(delta_T, %)': u_delta_Tp_Tfluido_percentage,
'u(delta_T)': u_delta_Tp_Tfluido,
'u(h, %)': u_h_eff_fourrier_percentage,
'u(h, kW/m²K)': u_h_eff_fourrier
}

```

```

dados_temperaturas_dataframe = pd.DataFrame(dados_temperaturas)
da-
dos_temperaturas_dataframe.to_excel('dados/graficos/dados_exportados.xlsx')
dados_temperaturas_dataframe.head()

```

#Título de vapor

```

Tsatsat_K = []
T1c_K=[]
il_e=[]
il_sat=[]
iv_sat=[]
x_out=[]
i_lv=[]

for i in range(n_de_arquivos):
    Tsatsat_K.append(T_sat[i] + 273.15)

```

```
T1c_K.append(T1c[i] + 273.15)
i_lv.append(-298.019*T1c_K[i]+ 3.37*10**5) #J/kg #Pegando a ental-
pia de vaporização pra água à temperatura T1c
x_out.append((1/i_lv[i])*((Q_in[i]/Vazao[i]) - cp[i]*(T_sat[i]-
T1c[i])))
print('Valor de x_out:', x_out[i]) # Adicionando esta linha para
exibir x_out
```