

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

LEONARDO LACHI MANETTI

**UTILIZAÇÃO DE SUPERFÍCIES ESTENDIDAS - ESPUMAS METÁLICAS -
PARA INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
POR EBULIÇÃO**

Ilha Solteira

2021

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LEONARDO LACHI MANETTI

**UTILIZAÇÃO DE SUPERFÍCIES ESTENDIDAS - ESPUMAS METÁLICAS –
PARA INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
POR EBULIÇÃO**

Tese apresentada como parte das exigências parciais para aprovação do Doutorado, do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” (PPGEM-FEIS-UNESP). Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Prof. Dra. Elaine Maria Cardoso
Orientadora

Ilha Solteira
2021

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

Manetti, Leonardo Lachi.

M275u Utilização de superfícies estendidas - espumas metálicas - para intensificação da transferência de calor por ebulição / Leonardo Lachi Manetti. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2021
260 f. : il.

Tese (doutorado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2021

Orientador: Elaine Maria Cardoso
Inclui bibliografia

1. Espuma metálica. 2. Fluido dielétrico. 3. Ebulição. 4. Resfriamento por imersão. 5. Modelo preditivo. 6. Transferência de calor.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Câmpus de Ilha Solteira

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA TESE: UTILIZAÇÃO DE SUPERFÍCIES ESTENDIDAS - ESPUMAS METÁLICAS - PARA INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR EBULIÇÃO

AUTOR: LEONARDO LACHI MANETTI

ORIENTADORA: ELAINE MARIA CARDOSO

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

Profa. Dra. ELAINE MARIA CARDOSO (Participação Virtual)

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

Prof. Dr. JOAO BATISTA CAMPOS SILVA (Participação Virtual)

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

Profa. Dra. JACQUELINE BIANCON COPETTI (Participação Virtual)

Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade do Vale do Rio dos Sinos - (UNISINOS)

Profa. Dra. ANA SOFIA MOITA (Participação Virtual)

Departamento de Ciências Exatas e Engenharia / Academia Militar - Lisboa/Portugal

Prof. Dr. JADER R BARBOSA JUNIOR (Participação Virtual)

Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Ilha Solteira, 10 de dezembro de 2021

AGRADECIMENTOS

A Deus, fonte infinita de sabedoria e confiança.

À Professora Dra. Elaine Maria Cardoso pela oportunidade, paciência e confiança em mim depositada durante toda minha jornada na pós-graduação.

À Professora Dra. Ana Sofia Moita pela supervisão durante o período de estágio de pesquisa no Instituto Superior Técnico em Lisboa.

Aos meus pais, Jodacir João Manetti e Maria Nadir Lachi Manetti e irmãos, Eduardo Lachi Manetti e Ricardo Lachi Manetti sempre presentes em minha vida.

Aos companheiros de república, em especial ao Luis Stussi, Bruna Ito, Rafael Teloli e Iago Lessa, uma segunda família.

Aos amigos portugueses, especialmente ao Pedro Pontes, Pedro Santos, Ricardo Cautela e Lourenço Martins pelo apoio prestado durante o período de estágio no Laboratório de Termofluidos do IN+ em Lisboa.

Aos familiares e amigos pela companhia e colaboração.

Aos amigos e companheiros do Núcleo de Estudos em Transferência de Calor e nanotecnologia (NEST-n), com destaque ao parceiro de bancada Igor Seicho Kiyomura, pela ajuda, paciência e companhia durante o tempo de realização deste trabalho.

Aos colegas de departamento pela colaboração na realização do trabalho.

Aos técnicos de laboratórios da UNESP/FEIS pela disposição.

Ao amigo, doutorando e indispensável Iago Lessa de Oliveira pela ajuda em toda elaboração do trabalho, especialmente nas análises de imagens e simulações numéricas.

À minha psicóloga, profissional e ética, que esteve presente nos momentos difíceis.

Ao Professor Dr. Tito José Bonagamba e ao Professor Dr. Alessandro Roger Rodrigues da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP) por ajudarem na caracterização das espumas metálicas.

Ao Professor Dr. Mancin Simone da Universidade de Pádua e seu aluno Michele, por me receberem no *Campus* de Vicenza e, durante a visita técnica, colaborarem com a evolução do trabalho.

À UNESP/FEIS e ao IFMS, Instituições de Ensino de grande qualidade que foram a base pra realização deste doutoramento.

Ao PPGEM pela oportunidade e apoio durante minha jornada na pós-graduação na UNESP.

À FAPESP (número de projeto 2017/13813-0 e 2019/15250-9) pelo apoio financeiro.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001

“A aquisição de conhecimento é sempre útil ao intelecto, porque pode, assim, expulsar coisas inúteis e reter o bem. Pois nada pode ser amado ou odiado, a menos que seja primeiro conhecido. – Leonardo Da Vinci (1883) (RICHTER, 1970)

RESUMO

A evolução dos componentes eletrônicos tem resultado em componentes de alto desempenho e alta geração de calor. A técnica de ebulição em piscina com contato direto do fluido com o componente, resfriamento por imersão, é uma solução para a indústria eletrônica. Os fluidos dielétricos vêm ganhando destaque nas pesquisas, pois permitem a imersão dos dispositivos sem risco de danos e também possuem baixa temperatura de saturação, mantendo o sistema abaixo da temperatura crítica. O uso de técnicas para tratar/modificar a superfície aquecida tem sido proposto para aumentar o desempenho da ebulição. Uma técnica adequada à indústria é o uso de espumas metálicas de estrutura aberta, que têm sido amplamente investigadas. Neste trabalho espumas metálicas de diferentes materiais, Cobre e Níquel, com diferentes características e espessuras foram primeiramente caracterizadas para determinação da sua porosidade, diâmetros de poro e fibra, densidade de poros, área superficial, permeabilidade e capilaridade. Em seguida, elas foram usadas como superfície aquecida durante a ebulição de dois fluidos dielétricos, HFE-7100 e Etanol, em condições de saturação à pressão atmosférica em dois laboratórios distintos. No geral, as espumas metálicas forneceram um maior coeficiente de transferência de calor quando comparado com a superfície plana e também preveniram o superaquecimento inicial, tendo um início de nucleação antecipado. Para espessuras idênticas, a espuma de cobre apresentou melhor desempenho, pois há um balanço entre a condutividade térmica do material e a área de troca de calor. Quando houve a variação de espessura, constatou-se que a espessura ótima depende do fluxo de calor, sendo a maior espessura melhor para baixos fluxos e a menor espessura melhor para altos fluxos de calor, pois há um balanço entre o aumento de área e a resistência para a saída de vapor e consequente entrada de líquido no interior da espuma. Quando comparado os diferentes fluidos, o Etanol apresentou melhor desempenho que o HFE-7100 devido às suas melhores propriedades termofísicas, dentre elas o calor latente de vaporização, condutividade térmica e temperatura de saturação. Por fim, um modelo foi desenvolvido para prever o coeficiente de transferência de calor e o fluxo máximo de calor em função das características da espuma metálica e do fluido de trabalho. O modelo prediz satisfatoriamente os nossos dados experimentais assim como os dados da literatura, sendo um bom guia para uso na indústria.

Palavras-chave: Espuma metálica; fluido dielétrico; ebulição; resfriamento por imersão; modelo preditivo.

ABSTRACT

The growth of electronic technology has resulted in components with high performance and high heat generation. The pool boiling technique with direct contact of the fluid and the component - immersion cooling - is a solution for the industry of electronics. Dielectric fluids have been chosen in boiling research because they allow the components to be immersed without short-circuiting damage and have a low saturation temperature - which keeps the system below the critical temperature. The use of techniques to treat/modify the heating surface has been proposed to increase boiling performance. An appropriate technique for the industry is using metal foams with an open structure – open-cell metal foam. In this work, metal foams of different materials, Copper and Nickel, with different characteristics and thicknesses were first characterized to determine their porosity, pore and fiber diameters, pore density, surface area, permeability, and wickability. Then, they were used as a heating surface during the boiling of two dielectric fluids, HFE-7100 and Ethanol, under conditions of saturation at atmospheric pressure in two different laboratories. In general, the metal foams provided a higher heat transfer coefficient when compared to the flat surface and prevented initial overheating, with an early nucleation onset. For identical thicknesses, the copper foam showed better performance because there is a balance between the thermal conductivity of the material and the metal foam area. For thickness variation, it was noted that the optimum thickness depends on the heat flux: the thicker foam has a better performance at low fluxes while the thinner one is better at high heat fluxes because there is a balance between the area and the resistance to the vapor bubble escape and the consequent liquid flow into the foam. When comparing the different fluids, Ethanol performed better than HFE-7100 due to its better thermophysical properties, mainly the latent heat of vaporization, thermal conductivity, and saturation temperature. Finally, a predictive model was developed to predict the heat transfer coefficient and the maximum heat flux according to the characteristics of the metal foam and the working fluid. The model predicts with a good agreement our experimental data as well as the literature data, being a good guide for use in the industry.

Keywords: metal foam; dielectric fluid; boiling; immersion cooling; predictive model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Variação do embrião de vapor com o ângulo de contato.....	33
Figura 2 – Esquemático do balanço de tensões superficiais e o ângulo de contato estático em uma gota.	33
Figura 3. Curva de ebulição.....	35
Figura 4 – Desenho esquemático do início da curva de ebulição de fluidos molhantes.	38
Figura 5. Espuma de estrutura aberta de alumínio.	40
Figura 6. Obtenção de espuma metálica por meio da técnica de fundição.....	42
Figura 7. Técnica de deposição química para obtenção de espuma metálica.....	43
Figura 8. Aplicação das espumas metálicas em vários segmentos da indústria.....	44
Figura 9. Estrutura da espuma metálica de acordo com sua aplicação.....	45
Figura 10. Esboço da densidade de poros em uma célula unitária.	46
Figura 11. Matriz de estruturas tetradecaedro.	48
Figura 12. Célula unitária cúbica.....	49
Figura 13. Forma da seção transversal da fibra da espuma metálica de acordo com sua porosidade.....	50
Figura 14. Célula unitária no formato de um dodecaedro regular.....	51
Figura 15. Célula unitária cubida representativa (CRUC).	52
Figura 16. Quantidade de publicações e citações de artigos na base do <i>Web Of Science</i> que usaram espumas metálicas e não metálicas em ebulição em piscina.	61
Figura 17 – Esquemático do modelo de Zuber. (a) Padrão dos jatos de vapor antes do CHF. (b) Vistas ortogonais das células unitárias de saída de vapor e entrada de líquido. (c) Formação da película de vapor (cogumelo) devido a instabilidade de Helmholtz.....	83
Figura 18. Superfícies cortadas na eletroerosão.	87
Figura 19. Medição do diâmetro da fibra da espuma de níquel.	89
Figura 20. Medição do diâmetro do poro da espuma de níquel.	90
Figura 21 - <i>Slices</i> obtidos por μ CT: (a) Cu foam; (b) Ni foam.	91
Figura 22. Malhas da fase sólida geradas pelo Imoprh.....	92
Figura 23. Diagramas e histogramas gerados pelo Imorph. <i>Maximal ball</i> para: (a) Cu foam e (b) Ni foam; Diâmetros da célula para: (c) Cu foam e (d) Ni foam; Diâmetros de fibra para: (e) Cu foam e (f) Ni foam.....	93
Figura 24 – Estrutura de uma espuma de células aberta comercial.....	94

Figura 25. Segmentação das células usando o algoritmo de <i>watershed</i> implementado no Imorph.....	94
Figura 26. Distribuição dos poros na espuma metálica. Áreas adjacenes entre dois volumes na: (a) Cu foam; (b) Ni foam; Histograma do diâmetro do poro para: (c) Cu foam e (d) Ni foam.....	95
Figura 27. Distribuição das fibras nas espumas metálicas. (a) Esqueleto da Cu foam; (b) Esqueleto da Ni foam; Histograma do comprimento da fibra para: (c) Cu foam e (d) Ni foam.	96
Figura 28 - Superfícies tridimensionais renderizadas: (a) Cu foam; (b) Ni foam.....	97
Figura 29 – <i>Layout</i> experimental para medição da permeabilidade das espumas metálicas..	100
Figura 30 – Queda de pressão experimental <i>versus</i> a velocidade do ar na entrada do canal da espuma metálica.	101
Figura 31 – Regressão linear dos dados de queda de pressão para as espumas metálicas.	102
Figura 32. Esquema do aparato experimental utilizado para medição do ângulo de contato.	104
Figura 33. Molhabilidade das espumas metálicas: (a) Cu (b) Ni usando uma gota de água..	104
Figura 34 - Molhabilidade das espumas metálicas usando uma gota de Etanol.....	105
Figura 35 – Esquema do aparato experimental utilizado para ensaio de capilaridade pelo método da taxa de subida de líquido na superfície.....	106
Figura 36 – Taxa de subida de Etanol nas espumas metálicas.	108
Figura 37 - Esquema do aparato experimental utilizado para medição da capilaridade.	109
Figura 38. Volume absorvido pelas superfícies durante os primeiros 50 ms de ensaio.....	110
Figura 39 - Volume absorvido pelas superfícies com diferentes espessuras durante os primeiros 50 ms de ensaio. (a) Cu foam; (b) Ni foam.	110
Figura 40. Projeto da bancada experimental. (a) Vista frontal em corte parcial com descrição dos componente; (b) Vista isométrica do projeto; (c) seção de teste em vista isométrica explodida.	111
Figura 41. Bancada experimental fabricada.	112
Figura 42. Montagem da seção de testes.	113
Figura 43. Bancada experimental montada no laboratório.....	114
Figura 44. Disposição dos termopares na bancada experimental.....	115
Figura 45 – Validação do perfil linear de temperatura.	117
Figura 46 – Distância entre os termopares e a parede da superfície de aquecimento.	117
Figura 47. Validação da bancada experimental utilizando HFE-7100 como fluido de trabalho.	120

Figura 48. Curva de ebulição para o HFE-7100 como fluido de trabalho.....	121
Figura 49. Espumas metálicas soldadas à superfície plana de cobre. (a) Cu foam; (b) Ni foam.	122
Figura 50 – Câmera de alta velocidade instalada para visualização.....	123
Figura 51 – Meia esferas no interior da câmara de ebulição preenchida com fluido. (a) esfera 1; (b) esfera 2 e (c) esfera 3.	124
Figura 52 – Medição do diâmetro de partida da bolha de vapor na superfície plana através do <i>software</i> Tracker®.....	125
Figura 53 – Diâmetro de partida da bolha de vapor de HFE-7100 considerando o ângulo de contato estático.	127
Figura 54 – Ângulo de contato dinâmico da bolha de vapor do HFE-7100.....	127
Figura 55 - Diâmetro de partida da bolha de vapor de HFE-7100 considerando o ângulo de contato dinâmico.	128
Figura 56. Ensaio com espumas metálicas de 3 mm e HFE-7100 como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC <i>versus</i> q''	130
Figura 57 – Eficiência da espuma metálica de 3 mm por meio do modelo de Ghosh (2009).	132
Figura 58 – Distribuição do diâmetro de partida da bolha nas espumas de 3 mm de espessura.	133
Figura 59 – Comparação dos quadros das filmagens para cada superfície ensaiada.	134
Figura 60 - Efeitos dos parâmetros da espuma no desempenho do HTC em ebulição.	135
Figura 61 - Ensaio com espumas metálicas de cobre e HFE-7100 como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC <i>versus</i> q''	137
Figura 62 – Razão do HTC da espuma de cobre em relação à superfície plana para ebulição de HFE-7100.	138
Figura 63 – Relações máximas para as espumas de cobre: (a) Máximo aumento do HTC e (b) Máximo aumento do fluxo de calor para o respectivo aumento de HTC.....	139
Figura 64 - Efeito da variação da espessura da espuma de cobre. (a) Pontos de mínimo superaquecimento. (b) Pontos de máximo HTC.....	140
Figura 65 - Espessura ótima para a espuma de cobre com HFE-7100.....	140
Figura 66 - Ensaio com espumas metálicas de níquel e HFE-7100 como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC <i>versus</i> q''	141
Figura 67 – Relações máximas para as espumas de níquel: (a) Máximo aumento do HTC e (b) Máximo aumento do fluxo de calor para o respectivo aumento de HTC.....	142

Figura 68 - Razão do HTC da espuma de níquel em relação a superfície plana em função do fluxo de calor para ebulição de HFE-7100.....	143
Figura 69 - Efeito da variação da espessura da espuma de cobre. (a) Pontos de mínimo superaquecimento. (b) Pontos de máximo HTC.....	144
Figura 70 - Espessura ótima para a espuma de níquel com HFE-7100.....	144
Figura 71 – Distribuição do diâmetro de partida da bolha de vapor para (a) Cu foam e (b) Ni foam.....	145
Figura 72 – Desenho esquemático da dinâmica da bolha de vapor no interior de uma espuma metálica durante a ebulição nucleada com baixos fluxos de calor: (a) grandes espessuras e (b) pequenas espessuras.	146
Figura 73 - Desenho esquemático da dinâmica da bolha de vapor no interior de uma espuma metálica durante a ebulição nucleada com altos fluxos de calor: (a) grandes espessuras e (b) pequenas espessuras.	146
Figura 74 – Influência da espessura da espuma metálica na ebulição em piscina de HFE-7100.	156
Figura 75 - Projeto da bancada experimental original.....	158
Figura 76 - Projeto da seção de testes adaptada.	158
Figura 77 - Vistas (a) isométrica com corte total e (b) lateral da montagem final da bancada de ensaios.	159
Figura 78 - Blocos de medição do fluxo de calor. (a) Bloco Medidor 1 e (b) Bloco Medidor 2.	160
Figura 79 - Disposição dos instrumentos. (a) com sensor de fluxo e (b) com termopares....	161
Figura 80 - Disposição dos instrumentos de medição utilizados na bancada experimental...	162
Figura 81 - Validação da bancada experimental utilizando Etanol como fluido de trabalho.	165
Figura 82 - Curva de ebulição para o Etanol como fluido de trabalho.....	166
Figura 83 - Ensaio com espumas metálicas de cobre e Etanol como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC <i>versus</i> q''	167
Figura 84 - Relações máximas para as espumas de cobre na ebulição de Etanol: (a) Máximo aumento do HTC e (b) Máximo aumento do fluxo de calor para o respectivo aumento de HTC.	167
Figura 85 - Razão do HTC da espuma de cobre em relação à superfície plana em função do fluxo de calor para ebulição de Etanol.	168
Figura 86 – Comparação da razão do HTC da espuma de cobre em relação à superfície plana em função do fluxo de calor para ebulição de HFE-7100 e Etanol.....	169

Figura 87 - Ensaio com espumas metálicas de níquel e Etanol como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC <i>versus</i> q''	170
Figura 88 - Relações máximas para as espumas de níquel na ebulição de Etanol: (a) Máximo aumento do HTC e (b) Máximo aumento do fluxo de calor para o respectivo aumento de HTC.	170
Figura 89 – Comparação da razão do HTC da espuma de níquel em relação à superfície plana em função do fluxo de calor para ebulição de HFE-7100 e Etanol.	171
Figura 90 – Comparação entre os números de Nusselt experimentais e calculado pelo modelo de predição de Nishikawa e Ito (1982).	173
Figura 91 – Comparação entre os adimensionais experimentais e calculado pelo modelo de predição de o modelo de Xu <i>et al.</i> (2014) modificado por Righetti <i>et al.</i> (2019).	174
Figura 92 – Variação do expoente a_4 com o fluxo de calor.	178
Figura 93 – Comparação do modelo proposto com os dados experimentais.	178
Figura 94 – Comparação do modelo de HTC proposto com dados da literatura.	180
Figura 95 – Curvas experimentais de ‘Cu foam’ e seu respectivo ajuste polinomial.	184
Figura 96 - Curvas experimentais de ‘Ni foam’ e seu respectivo ajuste polinomial.	185
Figura 97 – Comparação entre os resultado de $q_{máx}''$ obtido por dados experimentais e o calculado pelo modelo proposto.	186
Figura 98 - Comparação do modelo de q_{max}'' proposto com o dados da literatura.	188
Figura 99 – Sensibilidade do modelo proposto com a variação do diâmetro do poro (em mm) e demais propriedades constantes.	189
Figura 100 - Sensibilidade do modelo proposto com a variação da espessura (em mm) e demais propriedades constantes.	189
Figura 101 - Sensibilidade do modelo proposto com a variação da porosidade e demais propriedades constantes.	190
Figura 102 - Sensibilidade do modelo proposto com a variação da condutividade térmica do sólido (em W/m·K) e demais propriedades constantes.	191
Figura 103 - Sensibilidade do modelo proposto com a variação do fluido de trabalho e demais propriedades constantes.	191
Figura A. 1 – Resultados numéricos para o gradiente de temperatura na seção de testes: (a) Distribuição da temperatura no bloco cortado na diagonal; (b) vetores de fluxo de calor na região superior do bloco cortado na diagonal; (c) Distribuição de temperatura do bloco	

cortado na lateral (d) Vetores de fluxo de calor na região superior do bloco cortado na lateral;
(e) Distribuição de temperatura na parede da superfície (topo).207

Figura B.1. Esquema do termopar de referência utilizado para a calibração dos termopares.
.....208

Figura B.2 - Curva de ebulição para o ensaio com água #1.211

Figura B.3 - Curvas de ebulição para os ensaios (a) #2 (b) #3.212

Figura B.4 - Curvas de ebulição para os ensaios (a) #8 (b) #9.213

Figura B.5 - Curva de ebulição com HFE-7100 #1.214

Figura B.6 - Curva de ebulição com HFE-7100 #2.215

Figura B.7 - Curva de ebulição com HFE-7100 (a) #3 e (b) #3 e #4.215

Figura B.8 - Materiais utilizados par evitar os sítios parasitas. (a) esmalte; (b) epóxi Silaex.
.....216

Figura B.9 - Curva de ebulição com HFE-7100 #5.216

Figura B.10 - Comparação das curvas de ebulição com HFE-7100 com dados da literatura.217

Figura C.1 - Análise da perda de calor no bloco de cobre nos ensaios com HFE-7100 e
espumas: (a) Cobre; (b) Níquel.218

Figura D.1 – Geometrias das espumas metálicas em formato STL. (a) Um oitavo da espuma
de cobre com espessura de 3 mm. (b) Um oitavo da espuma de níquel com espessura de 3
mm.(c) Espuma de cobre com corte de espessuras. (d) Detalhe da malha computacional da
espuma de cobre.220

Figura D.2 – Eficiência de aleta das espumas metálicas em função da condição de contorno
convectiva experimental para as diferentes espessuras e fluidos. (a) Cu foam e HFE-7100; (b)
Nu foam e Etanol; (c) Ni foam e HFE-7100; (d) Ni foam e Etanol.224

Figura D.3 – Distribuição de temperatura na espuma metálica de cobre (Cu Foam) com
diferentes espessuras para os Casos A e D com HFE-7100.225

Figura D.4 - Distribuição de temperatura na espuma metálica de níquel (Ni Foam) com
diferentes espessuras para os Casos A e D com HFE-7100.225

Figura D.5 - Distribuição de temperatura na espuma metálica de cobre (Cu Foam) com
diferentes espessuras para os Casos A e D com Etanol.....226

Figura D.6 - Distribuição de temperatura na espuma metálica de níquel (Ni Foam) com
diferentes espessuras para os Casos A e D com Etanol.....226

Figura D.7 – Efetividade de aleta da espuma metálica em função da condição de contorno convectiva experimental para as diferentes espessuras e fluidos. (a) Cu foam e HFE-7100; (b) Ni foam e Etanol; (c) Ni foam e HFE-7100; (d) Ni foam e Etanol.	228
Figura D.8 – Comparação entre os valores de eficiência da espuma de 3 mm obtidos por simulação numérica e os valores preditos por modelos. (a) Cu foam com HFE-7100; (b) Cu foam com Etanol; (c) Ni foam com HFE-7100; (d) Ni foam com Etanol.....	233
Figura D.9 – Comparação entre os valores de eficiência da espuma de 2 mm obtidos por simulação numérica e os valores preditos por modelos. (a) Cu foam com HFE-7100; (b) Cu foam com Etanol; (c) Ni foam com HFE-7100; (d) Ni foam com Etanol.....	234
Figura D.10 – Comparação entre os valores de eficiência da espuma de 2 mm obtidos por simulação numérica e os valores preditos por modelos. (a) Cu foam com HFE-7100; (b) Cu foam com Etanol; (c) Ni foam com HFE-7100; (d) Ni foam com Etanol.....	235

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Propriedades termofísicas de fluidos dielétricos e água, a 1 atm e 25 °C.	37
Tabela 2 – Modelos de predição de propriedades geométricas e densidade de área de espumas de célula aberta.	54
Tabela 3 - Modelos de predição de propriedades de escoamento de espumas de célula aberta.	56
Tabela 4. Resumo das características e condições da superfície de aquecimento e fluido de trabalho dos trabalhos revisados.	61
Tabela 5 – Parâmetro f_w para uso no modelo de Ribatski e Jabardo (2003).	76
Tabela 6 – Resumo dos modelos de predição do coeficiente de transferência de calor com superfícies planas.	76
Tabela 7 – Ajustes dos coeficientes da Eq. (67).	78
Tabela 8 – Modelos de predição do HTC em superfícies porosas.	81
Tabela 9 – Densidade das espumas metálicas, média e desvio padrão das medidas.	88
Tabela 10. Imagens de microscopia das espumas metálicas.	89
Tabela 11. Densidade e características geométricas das espumas metálicas medidas por meio das imagens microscópicas.	90
Tabela 12 – Granulometria das espumas metálicas obtidas pela função <i>Maximal ball</i>	92
Tabela 13. Densidade e características geométricas das espumas metálicas medidas pelo Imorph.	97
Tabela 14 - Densidade de área e porosidades medidas através do uso de imagens de μ CT por meio do vmtk [®]	98
Tabela 15 – Valores de diâmetro do poro e densidade de área preditos por modelos analíticos, calculados para Cu foam ($d_p = 0,46$ mm e $a_{sf} = 2166,61$ m ² /m ³).	98
Tabela 16 - Valores de diâmetro do poro e densidade de área preditos por modelos analíticos, calculados para Ni foam ($d_p = 0,25$ mm e $a_{sf} = 5133,34$ m ² /m ³).	98
Tabela 17 – Permeabilidade e coeficiente de inércia das espumas metálicas.	102
Tabela 18 - Valores de permeabilidade e fator de inércia preditos por modelos analíticos, calculados para <i>Cu foam</i>	102
Tabela 19 Valores de permeabilidade e fator de inércia preditos por modelos analíticos, calculados para <i>Ni foam</i>	103
Tabela 20 – Ensaio de capilaridade pelo método de subida de líquido para as espumas de cobre e níquel utilizando Etanol à 35 °C.	107

Tabela 21. Ensaio de capilaridade com superfície plana e espumas metálicas (Cu e Ni) utilizando acetona como fluido de teste.	109
Tabela 22 – Valores da calibração da câmera de alta velocidade usando esferas.	124
Tabela 23 – Visualização das bolhas de vapor para baixos fluxos de calor e para a superfície plana.	126
Tabela 24 - Imagens das espumas de cobre comparadas às da superfície plana, obtidas por filmagem em alta velocidade.	147
Tabela 25 - Imagens das espumas de níquel comparadas às da superfície plana, obtidas por filmagem em alta velocidade.	151
Tabela 26 - Propriedades termofísicas dos fluidos HFE-7100 e Etanol (absoluto) em condições de saturação a 1 atm.	169
Tabela 27 – Faixa de operação dos grupos adimensionais para predição do HTC.	179
Tabela 28 – Faixa dos grupos adimensionais usados para a validação do modelo de predição do HTC.	180
Tabela 29 – Valores do fluxo de calor máximo, experimental e polinomial, para cada condição ensaiada.	183
Tabela 30 – Faixa de operação dos grupos adimensionais para predição do fluxo de calor máximo.	187
Tabela 31 – Faixa de operação dos grupos adimensionais para a validação do modelo de predição do fluxo de calor máximo.	187
Tabela B 1. Curvas de calibração dos termopares e suas incertezas.	210
Tabela F. 1 - Erros do modelo preditivo de Nishikawa e Ito (1982) em relação aos dados experimentais deste trabalho.	238
Tabela F. 2 - Erros do modelo preditivo de Xu <i>et al.</i> , (2014) modificado por Righetti <i>et al.</i> , (2019) em relação aos dados experimentais deste trabalho.	239
Tabela F. 3 - Estatísticas da regressão do modelo de HTC proposto com os dados experimentais.	240
Tabela F. 4 - Estatísticas da regressão do modelo de HTC proposto com os dados da literatura.	240
Tabela F. 5 - - Estatísticas da regressão do modelo de CHF proposto com os dados experimentais.	241

Tabela F. 6 - Estatísticas da regressão do modelo de CHF proposto com os dados da literatura.	241
Tabela G. 1– Propriedades termofísicas do HFE-7100.	242
Tabela G. 2 - Propriedades termofísicas do Etanol na temperatura de saturação.	243
Tabela G. 3 – Propriedades termofísicas do FC-72 na temperatura de saturação.	244
Tabela G. 4 - Propriedades termofísicas da Acetona na temperatura de saturação.	245

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

APE	Erro absoluto percentual
CC	Corrente contínua
CFCs	Clorofluorcarbonos
CHF	Fluxo de calor crítico
CNC	Comando numérico computadorizado
CRUC	Célula unitária cúbica representativa
CT	Tomografia computadorizada de raios-X
CVD	Deposição química a vapor
DAQ	Sistema de aquisição de dados
DRIE	Corrosão profunda por íon reativo
EDM	Usinagem por eletroerosão
FCs	Fluorcarbonos
FPS	Frames por segundo
GWP	Índice do potencial de aquecimento global
HCFCs	Hidroclorofluorcarbonos
HFCs	Hidrofluorcarbonos
HFEs	Hidrofluoréteres
HTC	Coefficiente de transferência de calor
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
ITH	Horizonte de tempo de integração
MAPE	Erro percentual médio absoluto
MEMS	Microsistemas eletromecânicos
MEV	Microscópio eletrônico de varredura
NEMS	Nanosistemas eletromecânicos
ODP	Índice do potencial de destruição da camada de ozônio
ONB	Início da ebulição nucleada
PFTS	Perfluordeciltrióxissilano
PPI	Poros por polegada
PPM	Poros por metro
PPM	Poros por metro
PTFE	Politetrafluoretileno

PU	Poliuretano
RIE	Corrosão por íon reativo
SLM	Fusão seletiva a laser
VARIAC	Variador de tensão alternada
μCT	Microtomografia computadorizada de raios-X

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Tamanho da célula unitária no formato de um dodecaedro regular [m]
a_l	Função da forma da área da seção transversal da fibra [-]
$A_{b,p}$	Área da base da aleta piniforme [m ²]
A_{cel}	Área da célula [m ²]
A_c	Área do tubo capilar [m ²]
$A_{c,b}$	Área da seção transversal na base da espuma [m ²]
$A_{molhada}$	Área total da superfície [m ²]
A_{plana}	Área da superfície pela projeção superior [m ²]
A_q	Área da seção transversal quadrada [m ²]
a_{sf}	Densidade de área ou área específica [m ² /m ³]
C	Constante [-]
C_{sf}	Coefficiente fluido-superfície [-]
c_p	Calor específico à pressão constante [J/kg·K]
d	Dimensão linear característica, definido pela Eq. (19)
D_d	Diâmetro de partida da bolha de vapor [m]
D_j	Diâmetro do jato de vapor [m]
d_f	Diâmetro ou espessura média da fibra [m]
d_p	Diâmetro médio do poro [m]
d_{sp}	Diâmetro da partícula sinterizada [m]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
G	Fator de forma [-], definido pela Eq. (13)
F	Coefficiente de inércia [-]
f_p	Frequência de partida de bolha [s ⁻¹]
f_w	Parâmetro associado ao efeito do material da superfície
h	Coefficiente de transferência de calor [W/m ² ·K]
h_c	Altura da coluna de fluido no tubo capilar [m]
h_{lv}	Calor latente de vaporização [J/kg]
h_p	Profundidade da microcavidade [m]
h_p^*	Profundidade adimensional da microcavidade [m]
k	Condutividade térmica [W/m·K]
k_e	Condutividade térmica efetiva [W/m·K]

k_b	Constante empírica de Borishanskiy
K	Permeabilidade [m ²]
l	Comprimento do ligamento (aresta) do poro [m]
L	Distância entre termopares [m]
L_c	Comprimento característico (capilar) [m]
L_q	Tamanho da aresta lateral da superfície de testes [m]
n	Coeficiente de Stephan [-]
N	Número de fibras e poros em uma direção da célula unitária cúbica
Nu	Número de Nusselt
M	Massa molar [kg/kmol]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
P	Pressão [Pa]
P_c	Pressão crítica [Pa]
Pr	Número de Prandtl
q	Taxa de calor [W]
q''	Fluxo de calor [W/m ²]
q''_{aplicado}	Fluxo de calor aplicado [W/m ²]
q''_c	Fluxo de calor dissipado por convecção [W/m ²]
q''_e	Fluxo de calor dissipado por evaporação [W/m ²]
q''_t	Fluxo de calor dissipado pelo transiente de calor [W/m ²]
q''_{medido}	Fluxo de calor médio medido [W/m ²]
q''_{perdido}	Fluxo de calor perdido [W/m ²]
q''_{tot}	Fluxo de calor total transferido [W/m ²]
q''_{CHF}	Fluxo de calor crítico [W/m ²]
q''_0	Fluxo de calor de referência [W/m ²]
q''_{max}	Fluxo de calor no ponto de máximo HTC [W/m ²]
Re	Número de Reynolds
R	Coeficiente de correlação [-]
R_{ohms}	Resistência elétrica [Ω]
R_a	Rugosidade média [μm]
R_p	Rugosidade dada pela altura máxima de pico [μm]
R_{eff}	Raio efetivo do poro [m]
r	Coeficiente de Rohsenow (1952)

r_c	Raio da cavidade [m]
s	Coefficiente de Rohsenow (1952)
St	Número de Stanton
t	Tempo [s]
T	Temperatura [K] ou [°C]
t_w	Tempo de espera para surgimento de uma bolha [s]
T_∞	Temperatura do fluido convectivo [K] ou [°C]
u	Incerteza experimental;
U_b	Velocidade da bolha de vapor [m/s]
U_v	Velocidade do jato de vapor [m/s]
v	Velocidade do escoamento [m/s]
V	Diferença de potencial elétrico [V]
\dot{V}	Taxa de líquido absorvido por capilaridade [m ³ /s]
V_c	Volume de líquido absorvido por capilaridade [m ³]
V_{cel}	Volume da célula [m ³]
Ja^*	Número de Jacob modificado
x	Eixo cartesiano na direção horizontal
z	Eixo cartesiano na direção vertical

Letras gregas

α	Orientação da superfície de aquecimento [°]
β	Ângulo da Cavidade [°]
δ	Espessura da espuma [m]
δ_{opt}	Espessura ótima da espuma [m]
ΔT	Diferença de Temperatura [K]
ε	Porosidade [-]
η	Eficiência de aleta
$\eta_{1/2}$	Eficiência de metade da estrutura de Ghosh
θ	Ângulo de contato estático [°]
λ	Parâmetro de Shen, Ye e Meng
λ_c	Comprimento crítico de onda de Taylor [m]
λ_d	Comprimento perigoso de onda de Taylor [m]
λ_H	Comprimento de onda de Helmholtz [m]

λ_T	Comprimento de onda de Taylor [m]
μ	Viscosidade dinâmica [kg/m·s]
ξ	Espessura adimensional
Π_i	Número adimensional obtido pelo teorema de Pi de Buckingham
ρ	Massa específica [kg/m ³]
σ	Tensão superficial [N/m]
χ	Tortuosidade da espuma [-]
ψ	Porosidade adimensional
ω	PPI adimensional
Ω	Fator para cálculo da eficiência da espuma definido por Mancin

Subscritos

1	Posição do termopar 1
2	Posição do termopar 2
3	Posição do termopar 3
4	Posição do termopar 4
ar	ar
atm	Atmosférica
b	Bolha
C	Calmidi
Cu	Cobre
D	Du Plessis
e	Efetivo
eq	equivalente
exp	experimental
FD	Fourrie e Du Plessis
f	Fibra
foam	Espuma
GB	Gibson e Ashby
Ghosh	Do trabalho de Ghosh
l	líquido
Mancin	Do trabalho de Mancin <i>et al.</i> (2010; 2013)
max	máximo

Ni	Níquel
p	Superfície (parede)
q	Início da seção quadrada
r	reduzida; relativo
s	Sólido
S	Shen, Ye e Meng
sat	saturação
v	Vapor

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	28
1.1 MOTIVAÇÃO	28
1.2 OBJETIVOS	29
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	29
1.4 PRODUÇÃO E CONTRIBUIÇÃO ACADÊMICA	30
CAPÍTULO 2 – REVISÃO DA LITERATURA	32
2.1 EBULIÇÃO EM PISCINA.....	32
2.2 MOLHABILIDADE E ÂNGULO DE CONTATO	33
2.3 CURVA DE EBULIÇÃO	34
2.4 FLUIDOS DE TRABALHO	36
2.5 SUPERFÍCIES DE AQUECIMENTO.....	39
2.6 ESPUMAS METÁLICAS.....	41
2.6.1 FABRICAÇÃO	41
2.6.1.1 FABRICAÇÃO DE ESPUMAS METÁLICAS POR MEIO DO ESTADO LÍQUIDO.....	41
2.6.1.2 FABRICAÇÃO DE ESPUMAS METÁLICAS POR DEPOSIÇÃO DE METAL.....	42
2.6.2 APLICAÇÕES	44
2.6.2.1 TROCADORES DE CALOR E RESFRIAMENTO DE MÁQUINAS.....	45
2.6.3 MÉTODOS DE CARACTERIZAÇÃO.....	45
2.6.3.1 MODELOS DE PREDIÇÃO DE PROPRIEDADES ESTRUTURAIS E DE ESCOAMENTO	47
2.6.3.2 MODELOS DE PREDIÇÃO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA DA ESPUMA METÁLICA.....	56
2.7 EBULIÇÃO EM PISCINA UTILIZANDO ESPUMAS METÁLICAS	60
2.8 RESUMO DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE AS ESPUMAS METÁLICAS E SEU USO NA EBULIÇÃO EM PISCINA	69
2.9 MODELOS DE PREDIÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EBULIÇÃO EM PISCINA COM SUPERFÍCIES PLANAS	71
2.9.1 MODELO DO FLUXO DE CALOR PARTICIONADO	71
2.9.2 MODELO SEMIEMPÍRICO.....	72
2.9.3 MODELO EMPÍRICO	74
2.9.4 MODELOS BASEADOS EM PROPRIEDADES REDUZIDAS	75
2.10 MODELOS DE PREDIÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EBULIÇÃO EM PISCINA EM SUPERFÍCIES MODIFICADAS	77
2.10.1 MODELOS DE PREDIÇÃO PARA SUPERFÍCIES COM MICROESTRUTURAS REGULARES	77

2.10.2	MODELOS DE PREDIÇÃO PARA SUPERFÍCIES POROSAS	79
2.11	MODELOS DE PREDIÇÃO DO FLUXO DE CALOR CRÍTICO	81
2.12	CONCLUSÕES GERAIS DOS MODELOS DE PREDIÇÃO DO HTC E CHF APRESENTADOS	85
	CAPÍTULO 3 – CARACTERIZAÇÃO DAS ESPUMAS METÁLICAS.....	87
3.1	POROSIDADE.....	88
3.2	ESTRUTURA CELULAR, DENSIDADE DE POROS E GRANULOMETRIA USANDO IMAGENS DE MICROSCÓPIO	88
3.3	GRANULOMETRIA DA ESPUMA E ÁREA ESPECÍFICA POR MEIO DE IMAGENS DE μ CT.....	90
3.3.1	GRANULOMETRIA DA SUPERFÍCIE	91
3.3.2	DENSIDADE DE ÁREA	97
3.3.3	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS COM OS MODELOS DE PREDIÇÃO DAS PROPRIEDADES ESTRUTURAIS DISPONÍVEL NA LITERATURA	98
3.3.4	CARACTERIZAÇÃO DA PERMEABILIDADE DAS ESPUMAS	99
3.3.5	CARACTERIZAÇÃO DA MOLHABILIDADE E CAPILARIDADE DAS ESPUMAS.....	103
	CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA ENSAIOS COM HFE-7100	111
4.1	PROJETO, CONSTRUÇÃO E MONTAGEM DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	111
4.2	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL DOS ENSAIOS DE EBULIÇÃO	114
4.2.1	REDUÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS E INCERTEZA DE MEDIÇÃO	115
4.2.2	INCERTEZA EXPERIMENTAL	118
4.3	VALIDAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL.....	119
4.3.1	VALIDAÇÃO UTILIZANDO HFE-7100 COMO FLUIDO DE TRABALHO	120
4.4	UNIÃO DAS ESPUMAS METÁLICAS NA SUPERFÍCIE PLANA	122
4.5	VISUALIZAÇÃO DO FENÔMENO DE EBULIÇÃO.....	123
4.5.1	CALIBRAÇÃO DA CÂMERA DE ALTA VELOCIDADE	123
4.5.2	PROCESSAMENTO DAS IMAGENS	125
4.5.3	VALIDAÇÃO DA MEDIÇÃO DO DIÂMETRO DA BOLHA DE VAPOR.....	125
	CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES PARA EBULIÇÃO COM HFE-7100	129
5.1	ESPUMAS COM ESPESSURA CONSTANTE (3 MM)	129
5.1.1	EFEITO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA ESPUMA METÁLICA	131
5.1.2	VISUALIZAÇÃO DOS ENSAIOS E MEDIÇÃO DO DIÂMETRO DE PARTIDA	132
5.1.3	INFLUÊNCIAS DOS PARÂMETROS DA ESPUMA COM ESPESSURA IGUAIS E CONSTANTES ...	135
5.2	ESPUMAS COM DIFERENTES ESPESSURAS	136
5.2.1	VARIAÇÃO DA ESPESSURA NA ESPUMA DE COBRE	136
5.2.2	VARIAÇÃO DA ESPESSURA NA ESPUMA DE NÍQUEL.....	141

5.2.3	VISUALIZAÇÃO DOS ENSAIOS COM VARIAÇÃO DA ESPESSURA.....	145
5.2.4	INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA ESPESSURA DA ESPUMA	155
	CAPÍTULO 6 – RESULTADOS E DISCUSSÕES PARA EBULIÇÃO COM ETANOL	157
6.1	APARATO EXPERIMENTAL	157
6.2	INSTRUMENTAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	159
6.3	METODOLOGIA DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM ETANOL	162
6.3.1	INCERTEZA EXPERIMENTAL	164
6.4	VALIDAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL UTILIZANDO ETANOL COMO FLUIDO DE TRABALHO	164
6.5	RESULTADOS E DISCUSSÕES PARA EBULIÇÃO COM ETANOL.....	166
	CAPÍTULO 7 – OBTENÇÃO DO MODELO DE PREDIÇÃO	172
7.1	PREDIÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS USANDO CORRELAÇÃO EXISTENTE	172
7.2	DESENVOLVIMENTO DO MODELO DE PREDIÇÃO DO HTC PARA ESPUMAS METÁLICAS	174
7.2.1	VALIDAÇÃO DO MODELO COM DADOS DA LITERATURA	179
7.3	DESENVOLVIMENTO DO MODELO DE q_{max}'' PARA ESPUMAS METÁLICAS.....	181
7.3.1	VALIDAÇÃO DO MODELO COM DADOS DA LITERATURA	187
7.4	SENSIBILIDADE DO MODELO PROPOSTO	188
	CAPÍTULO 8 - CONCLUSÕES	192
8.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS	192
8.2	TRABALHOS FUTUROS.....	194
	REFERÊNCIAS	195
	APÊNDICE A.....	206
A.1	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO FLUXO DE CALOR NA PARTE SUPERIOR DA SEÇÃO DE TESTE.....	206
	APÊNDICE B.....	208
B.1	CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES.....	208
B.2	DIFICULDADES ENCONTRADAS DURANTE A FASE DE VALIDAÇÃO	210
	APÊNDICE C.....	218
C.1	CÁLCULO DA PERDA TÉRMICA.....	218
	APÊNDICE D.....	219
D.1	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA CONDUÇÃO DE CALOR NAS ESPUMAS METÁLICAS	219
D.2	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS DE EFICIÊNCIA DE ALETA COM MODELOS ANALÍTICOS E EMPÍRICOS.....	228

APÊNDICE E	236
E.1 DESBASTE DAS ESPUMAS METÁLICAS NA MÁQUINA DE ELETROEROSÃO .	236
APÊNDICE F	238
F.1 ERROS DOS MODELOS PREDITIVOS DISPONÍVEIS NA LITERATURA EM RELAÇÃO AOS DADOS EXPERIMENTAIS DESTE TRABALHO.....	238
F. 2 ERROS DOS MODELOS PREDITIVOS PROPOSTOS NESTE TRABALHO EM RELAÇÃO AOS DADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS PELO AUTOR E AOS DADOS EXPERIMENTAIS DISPONÍVEIS NA LITERATURA	239
APÊNDICE G.....	242
G.1 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DOS FLUIDOS DIELETRICOS	242
APÊNDICE H.....	246
H.1 CÓDIGO DESENVOLVIDO PARA REGRESSÃO LINEAR MÚTIPLA DOS DADOS EXPERIMENTAIS PARA O MODELO DO HTC	246
H.2 CÓDIGO DESENVOLVIDO PARA REGRESSÃO LINEAR MÚTIPLA DOS DADOS EXPERIMENTAIS PARA O MODELO DO $qm_{\text{máx}}''$	252

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

A crescente evolução dos componentes eletrônicos e sua consequente miniaturização (nanotecnologia) tem resultado em componentes de alta performance, porém com alta geração de calor. Microprocessadores de alto desempenho, por exemplo, estão sendo projetados para dissipar uma faixa de 2000 kW/m² a 3000 kW/m²; logo, torna-se necessária a busca de sistemas térmicos capazes de dissipar, com segurança, tamanha quantidade de calor (LEONG; HO; WONG, 2017). Sistemas térmicos com mudança de fase (líquido-vapor) são eficazes para solucionar o problema da indústria eletrônica, dentre eles: ebulição em piscina (*pool boiling*); ebulição convectiva (*flow boiling*); jato colidente (*jet impingement*) e resfriamento por aspersão (*spray cooling*). Estas técnicas estão sendo empregadas para atingir o nível de dissipação de potência necessária para os componentes eletrônicos. A ebulição em piscina possui bom desempenho na transferência de calor, tanto no coeficiente de transferência de calor (*heat transfer coefficient*, HTC) quanto no fluxo de calor crítico (*critical heat flux*, CHF), sendo de fácil implementação em relação aos demais sistemas apresentados, pois não faz o uso de métodos com bombeamento mecânico (THIAGARAJAN *et al.*, 2015).

Visando a aplicação em eletrônicos, a escolha do fluido de trabalho deve ser criteriosa. Fluidos de trabalho eletricamente condutivos devem ter contato indireto com o componente, ou seja, uma resistência térmica será adicionada ao circuito térmico. Desta maneira, a imersão em piscina com o contato direto é uma solução para melhor dissipação de calor. Fluidos fluoro-químicos como os fluorocarbonos (FCs) e os hidrofluoroéteres (HFEs) vêm sendo bastante empregados, pois são dielétricos e inertes (LIANG; MUDAWAR, 2019). Outra classe de fluido com potencial dielétrico, para aplicações em eletrônica, são os fluidos orgânicos, especialmente o Etanol (SHEN *et al.*, 2019). Apesar da inflamabilidade e toxicidade serem desvantagens do Etanol, isso pode ser evitado usando uma câmara de vapor completamente selada (KALANI; KANDLIKAR, 2013).

Além disso, uma direção promissora é o desenvolvimento de técnicas para a fabricação de superfícies micro e nano modificadas com propriedades controláveis para intensificar a transferência de calor em processos que envolvam mudança de fase (líquido-vapor). Dependendo da técnica de micro e nano modificação e as características e propriedades estruturais dos revestimentos, podem ser observadas o aumento da transferência de calor em ebulição, o incremento do valor do fluxo de calor crítico ou ambos os efeitos simultaneamente.

1.2 Objetivos

Dentro do contexto apresentado acima, insere-se o presente trabalho, cujo objetivo é analisar se o uso de fluidos dielétricos e superfícies estendidas, do tipo espuma metálica, melhoram a transferência de calor por ebulição em piscina em relação às superfícies planas. Para tal, objetivos específicos a seguir foram propostos:

- Analisar experimentalmente como a variação das características da espuma (porosidades, condutividade térmica, diâmetro de poro) e a variação da espessura influenciam na transferência de calor;
- Testar experimentalmente como o coeficiente de transferência de calor com o uso de espuma metálica depende das propriedades termofísicas de fluidos dielétricos;
- Avaliar como o coeficiente de transferência de calor e o fluxo de calor máximo (fluxo de calor no qual o coeficiente de transferência de calor é máximo) podem ser preditos por meio de uma correlação que leve em consideração as características dos fluidos e das espumas metálicas.

Portanto, o presente projeto trará novas percepções do papel das espumas metálicas no processo de ebulição e, conseqüentemente, no coeficiente de transferência de calor e no fluxo de calor máximo, possibilitando o desenvolvimento de novas tecnologias de superfície com alta capacidade de remoção de calor para aplicações no gerenciamento térmico.

1.3 Organização do Texto

Este trabalho está distribuído na escrita de oito capítulos. O presente capítulo é introdutório no qual a motivação e objetivos são apresentados, além das contribuições acadêmicas geradas pela pesquisa realizada. O segundo capítulo traz uma revisão dos conceitos físicos necessários para entendimento do trabalho e caminha em direção a uma revisão da literatura mais específica, na qual são apresentados trabalhos com abordagens semelhantes a este. No terceiro capítulo, as características das espumas metálicas usadas neste trabalho são apresentadas passo-a-passo. O quarto capítulo apresenta a metodologia do trabalho experimental desde a construção da bancada, calibração de instrumentos e validação do aparato experimental usado nos ensaios de ebulição com HFE-7100. No quinto capítulo, os resultados obtidos são apresentados e discutidos, focando primeiro na diferença entre as características das espumas e depois nas diferentes espessuras. O sexto capítulo traz uma síntese do trabalho realizado durante o período de Bolsa de Estágio de Pesquisa no Exterior (BEPE) realizado no Instituto

Técnico Superior em Lisboa, onde as mesmas espumas foram expostas a ebulição de Etanol. O sétimo capítulo é usado para apresentar a obtenção e validação do modelo semiempírico para predição do coeficiente de transferência de calor e do fluxo máximo de calor para espumas metálicas em ebulição de fluidos dielétricos/molhantes desenvolvido com os dados experimentais dos capítulos anteriores e validado com dados da literatura. Por fim, no oitavo capítulo uma conclusão é realizada e sugestões de trabalho futuros são apresentadas.

Os apêndices de A ao H complementam os capítulos apresentados com detalhes do trabalho, mas que não necessitam de leitura obrigatória para entendimento desta tese.

1.4 Produção e Contribuição Acadêmica

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

Publicações em revistas internacionais:

1. MANETTI, Leonardo Lachi *et al.* Pool boiling heat transfer of HFE-7100 on metal foams. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 113, p. 110025, 2020. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2019.110025.
Preprint de acesso aberto disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/194527>>
2. MANETTI, Leonardo Lachi *et al.* Effect of copper foam thickness on pool boiling heat transfer of HFE-7100. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 152, p. 119547, 2020. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119547
Preprint de acesso aberto disponível em: < Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/197705>>
3. MANETTI, L. L.; MOITA, A. S.; CARDOSO, E. M.; A new pool boiling heat transfer correlation for wetting dielectric fluids on metal foams. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 171, p. 121070, 2021. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121070
Preprint de acesso aberto disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/204569>>.
4. MANETTI, L.L; OLIVEIRA, I. L.; CARDOSO, E. M.; Thermal efficiency of open-cell metal foams: Impact of foam thickness by comparing correlations and numerical modeling. **Applied Thermal Engineering**. v. 207, p. 118219, 2022. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118219.

Publicações em congressos e conferências:

1. MANETTI, L.L, KIYOMURA, I. S., CARDOSO. E. M. Porous and Non-Porous Microstructured Surfaces for Boiling Heat Transfer Applications. *In: Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT 2018)*, 17., 2018, Águas de Lindóia. **Anais [...]** Águas de Lindóia: ABCM, 2018.
2. MANETTI, L. L., SOARES, P. H., CARDOSO, E. M. Pool Boiling Heat Transfer of HFE-7100 on Metal Foams. *In: International Conference on Multiphase Flow (ICMF 2019)*, 10., 2019, Rio de Janeiro. **Anais [...]** Rio de Janeiro: ABCM, 2019.
3. MANETTI, L. L., SOUZA, R. R., CARDOSO, E. M., Influence of Copper Foam Thickness on Pool Boiling of HFE-7100. *In: International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2019)*, 25., 2019, Uberlândia, **Anais [...]** Uberlândia: ABCM, 2019.
4. MANETTI, L. L., MOITA, A. S., CARDOSO, E. M, A Predictive Model for Boiling Heat Transfer Coefficient of Dielectric Fluids on Metal Foams. *In: Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC)*, 5., 2020, New Orleans, **Anais [...]** New Orleans: ASTFE Digital Library, 2020, p. 25-37.
5. MANETTI, L.L.; OLIVEIRA, I. L.; CARDOSO, E. M. A comparative analysis between correlations and numerical modeling on the thermal efficiency of open-cell metal foams. *In: 15th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT 2021)*, 2021.
6. MANETTI, L.L.; MOITA, A. S.; CARDOSO, E.M. Thermal efficiency of metal foams on pool boiling. *In: 8th European Thermal Sciences Conference*, 2021, Lisboa. **Anais [...]** Lisboa, 2021.
7. MANETTI, L.L.; OLIVEIRA, I. L.; CARDOSO, E. M. Thermal Efficiency of Open-Cell Metal Foams with Different Thickness: A Comparative Analysis between Correlations and Numerical Modeling. *In: 26th International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2021)*, 2021, Florianópolis, **Anais [...]** Florianópolis: ABCM, 2021.

CAPÍTULO 2 – REVISÃO DA LITERATURA

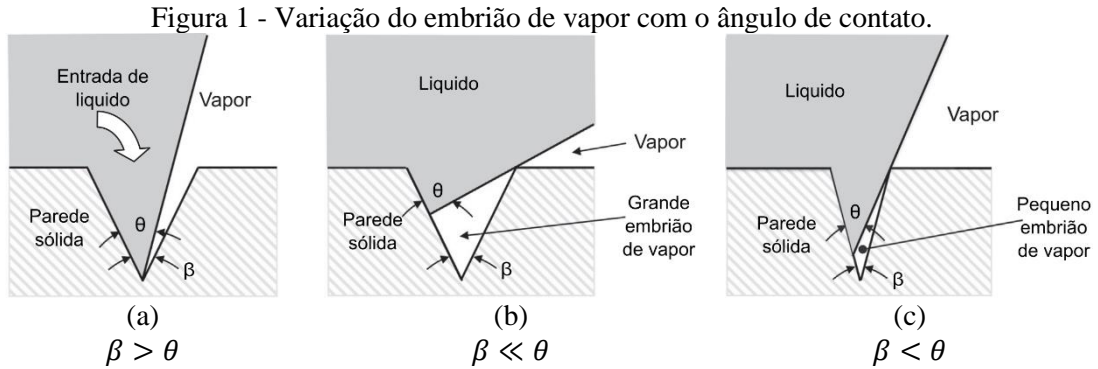
2.1 Ebulição em Piscina

A ebulição é o processo de mudança de estado líquido para o vapor por meio da: (1) nucleação homogênea, que ocorre no interior de um líquido superaquecido puro onde um grupo de moléculas com energia significativa pode juntar-se formando uma bolha de vapor, sendo um processo estritamente termodinâmico; (2) nucleação heterogênea, quando há o contato do líquido com uma superfície sólida, cuja temperatura, T_p , deve ser maior do que a temperatura de saturação do líquido, T_{sat} . Nesse processo, bolhas de vapor se formam rapidamente na superfície sólida, desprendendo-se e subindo para a superfície livre do líquido (exceto em casos com microgravidade). Porém, para que haja uma nucleação heterogênea é necessário que a superfície sólida tenha cavidades capazes de aprisionar gases (ar e outros gases não-condensáveis). O volume de gás aprisionado depende da tensão superficial do fluido, ângulo de contato, forma da cavidade e demais condições experimentais (pressão, temperatura do líquido e temperatura da superfície sólida). O gás aprisionado não apenas promove a nucleação, mas também diminui o superaquecimento necessário para que a nucleação ocorra (KANDLIKAR; SHŌJI; DHIR, 1999). Segundo Carey (2008), a temperatura da superfície para que ocorra o início da nucleação em uma cavidade de raio r_c pode ser determinada por,

$$\Delta T_{sat} = T_p - T_{sat} = \frac{2\sigma T_{sat}}{\rho_v h_{lv} r_c} \quad (1)$$

No entanto, a Eq. (1) não considera o efeito do ângulo de contato; além disso, considera que o embrião de vapor dentro da cavidade é relativamente grande, *i. e.*, com um raio maior ou igual ao raio da cavidade (LIANG; MUDAWAR, 2019). Um importante fator que influencia a formação e o tamanho do embrião inicial de vapor é a relação entre o ângulo da cavidade, β , considerando-a num formato de cone, e o ângulo de contato entre o fluido e a superfície sólida, θ . A Figura 1 apresenta três diferentes casos: (a) quando a cavidade possui um grande ângulo em relação ao ângulo de contato ($\beta > \theta$); (b) quando o fluido possui um ângulo de contato muito maior que o ângulo da cavidade ($\beta \ll \theta$); e (c) quando ambos são pequenos, sendo o ângulo do fluido inferior ao do cone da cavidade ($\beta < \theta$). No primeiro caso, o líquido inunda a cavidade completamente, não ocorrendo nucleação heterogênea; no segundo caso há um grande embrião de vapor, sendo o que mais se adequa a Eq. (1); por fim,

no terceiro caso há um embrião de vapor muito pequeno, o qual é capaz de nuclear, porém a uma temperatura muito maior do que aquela dada pela Eq. (1) (LIANG; MUDAWAR, 2019).



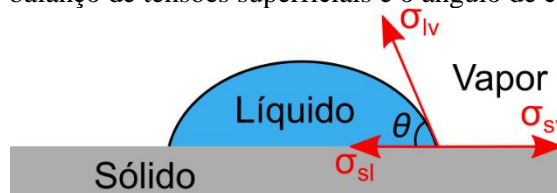
Fonte: Adaptado de Liang e Mudawar (2019).

Portanto, fluidos não-molhantes (Figura 1a) necessitam de menor superaquecimento ou energia necessária para início da nucleação do que os fluidos molhantes e altamente molhantes (Figura 1c).

2.2 Molhabilidade e Ângulo de Contato

O desempenho da transferência de calor em ebulição depende do contato das fases líquida e vapor com a superfície sólida. Tal contato pode variar, dependendo da superfície e do tipo de fluido, podendo ser observado quando uma pequena quantidade de líquido (gota) é colocada sobre uma superfície. Líquidos com pequena atração com a superfície sólida tendem a se juntarem entre si e repelirem-se da superfície enquanto líquidos com grande afinidade tendem a se esparramar sobre a superfície, formando um filme. Esta atração entre líquidos e sólidos é denominada molhabilidade, ou seja, capacidade de um fluido se espalhar/molhar uma superfície sólida (MANETTI, 2017). A molhabilidade pode ser quantificada por meio do ângulo de contato estático (θ) - o ângulo entre a superfície sólida e a linha tangente a interface líquido-vapor (Figura 2).

Figura 2 – Esquemático do balanço de tensões superficiais e o ângulo de contato estático em uma gota.



Fonte: Do próprio autor

As tensões superficiais sólido-vapor (σ_{sv}), sólido-líquido (σ_{sl}), e líquido-vapor (σ_{lv}) podem ser relacionadas com o ângulo de contato estático por meio da equação de Young (YOUNG, 1805),

$$\sigma_{lv} \cos \theta = \sigma_{sv} - \sigma_{sl} \quad (2)$$

Quanto menor o ângulo de contato estático mais molhante é a superfície. Mais precisamente pode se considerar que:

- $\theta < 10^\circ$ a combinação fluido-superfície é completamente molhante;
- $10^\circ < \theta < 90^\circ$ a combinação fluido-superfície é molhante;
- $\theta \geq 90^\circ$ a combinação fluido-superfície é não-molhante;

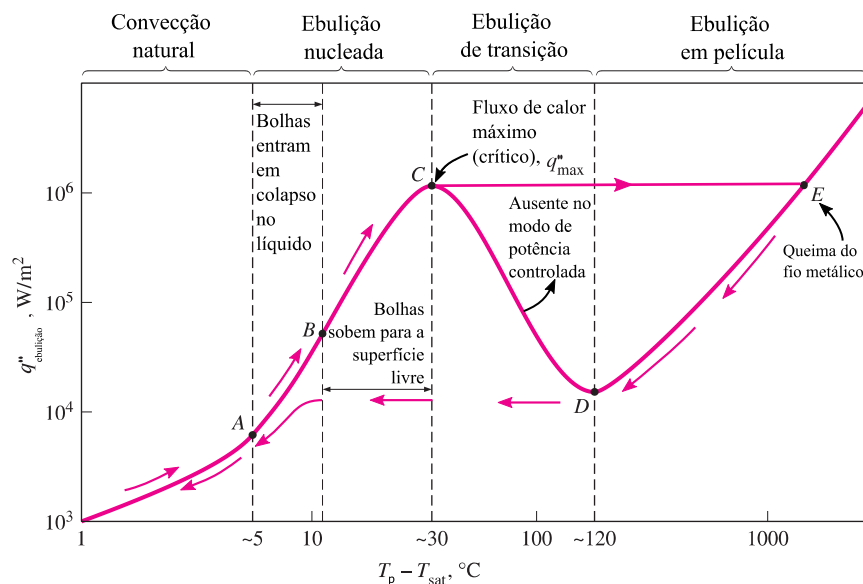
Em casos onde o líquido é água, o grau de molhabilidade é dado por superhidrofílica (completamente molhante), hidrofílica (molhante), hidrofóbica (não-molhante), e superhidrofóbica (não-molhantes com $\theta \geq 150^\circ$) (CAUTELA, 2019).

2.3 Curva de Ebulição

Nukiyama (1934) foi o primeiro a levantar uma curva de ebulição (Figura 3), caracterizada por uma relação do fluxo de calor, q'' , pelo superaquecimento da superfície, $T_p - T_{sat}$, utilizando um fio metálico imerso em um reservatório com água; aplicando uma potência elétrica em patamares ao fio se observou diferentes regimes de transferência de calor. O regime de ebulição nucleada, região A-B-C da Figura 3, é onde se obtém o maior coeficiente de transferência de calor, sendo este da ordem de cinquenta vezes maior do que aquele encontrado em convecção monofásica forçada (ÇENGEL; GHAJAR; KANOGLU, 2012). O elevado valor do HTC é atribuído a diferentes efeitos: à transferência de calor latente devido à mudança de fase; à microconvecção resultante do desprendimento das bolhas de vapor da superfície aquecida; à convecção natural; o transiente de calor causado pelo reaquecimento da superfície após o surgimento de uma bolha de vapor; e, à termocapilaridade ou correntes de Marangoni, causadas pelos gradientes de tensão superficial na interface líquido-vapor e associada ao movimento de líquido na parede aquecida (CARDOSO, 2010). Por fim, o ponto C é caracterizado pelo fluxo de calor máximo que pode ser aplicado ao fio; neste ponto há a formação de bolhas de vapor de grandes volumes, devido à coalescência entre os sítios de nucleação, impedindo ou dificultando o resfriamento da superfície aquecida pelo fluido de trabalho. Logo,

uma película de vapor se forma sobre toda a superfície causando a secagem e um rápido aumento da temperatura da superfície até o ponto E, e consequente, degradação da transferência de calor, representando o limite de operação de um sistema que opere no regime de ebulição nucleada (CARDOSO, 2010). Para sistemas com potência controlada, fluxos minimamente superiores ao CHF causam danos físicos, derretimento e queima do fio ou superfície, sendo o CHF também conhecido como ‘crise de ebulição’ (LIANG; MUDAWAR, 2018a). A linha C-D da curva de ebulição apenas é possível de ser obtida em sistemas cujas temperatura do fio ou superfície é controlada. Neste caso, a curva passaria pelo regime de ebulição de transição no qual um filme de vapor começa a se formar sobre a superfície, porém em alguns pontos ainda ocorre a ebulição nucleada. A partir do superaquecimento igual ou maior ao do ponto D ocorre a ebulição em película ou em filme, quando a superfície se encontra completamente coberta por uma manta de vapor, sendo a transferência de calor entre a superfície e fluido em estado líquido apenas por condução e radiação por meio do vapor. O ponto D também é conhecido como ponto de Leidenfrost, pois foi quem observou que neste ponto gotículas de líquido sustentadas pelo filme de vapor evaporam lentamente ao entrarem em contato com a superfície aquecida (BERGMAN; INCROPERA, 2011). Por fim, quando a curva atinge o ponto E e a potência controlada é gradualmente diminuída, a curva volta pela linha E-D e existe uma histerese do ponto D até a região de ebulição nucleada, linha A-B, e a curva volta a seguir a curva de aquecimento original até o ponto de saturação (BERGMAN; INCROPERA, 2011).

Figura 3. Curva de ebulição.



Fonte: Adaptado de Çengel, Ghajar e Kanoglu (2012) e Bergman e Incropera (2011).

2.4 Fluidos de Trabalho

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

O primeiro substituto dos CFCs e HCFCs foram os hidrofluorocarbonos (HFCs), entretanto, o problema do afinamento da camada de ozônio tem se somado ao do efeito estufa. A maioria dos compostos halogenados utilizados em refrigeração, inclusive os substitutos dos CFCs, apresenta em maior ou menor grau, caráter seletivo quanto ao efeito estufa. Portanto, para caracterizar o nível da ação sobre a camada de ozônio estratosférico ou o efeito estufa dos compostos químicos, foram introduzidos dois índices. O primeiro, relativo à camada de ozônio, quantifica o potencial de destruição dessa camada que um particular composto apresenta em relação ao CFC-11, ao qual se atribui valor 1. Esse índice é denominado de “Potencial de Destruição da Camada de Ozônio” (*ozone depleting potential*, ODP) que varia entre 0 e 1. O segundo índice é relativo ao efeito estufa, resultante de dois efeitos: um direto, causado pela presença física do composto na atmosfera, e outro indireto, resultante da emissão de CO₂ pela queima de um combustível fóssil para produzir energia elétrica necessária para acionar a instalação frigorífica que opera com o particular refrigerante. Os valores são dados pelo índice do potencial de aquecimento global (*global warming potential*, GWP), o qual se atribui valores para um horizonte de 100 anos (*integration time horizon*, ITH). Para o CFC-11 o GWP é 5000 (STOECKER; JABARDO, 2002).

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

- Apresentar características termodinâmicas favoráveis, *i.e.*, ter boas propriedades termofísicas tais como calor específico e calor latente;
- Apresentar estabilidade química;
- Não ser tóxico;

- Não ser inflamável;
- Apresentar certo grau de compatibilidade com materiais (contato direto);
- Ser de fácil detecção (vazamentos);
- Não ser pernicioso ao meio ambiente; e,
- Estar disponível comercialmente a um custo razoável.

Visando a aplicação em componentes eletrônicos e considerando os principais fatores: desempenho, segurança e sustentabilidade, fluidos como n-pentano e amônia devem ser evitados por serem inflamáveis ou tóxicos, respeitando-se a segurança. Outro ponto é a regulação ambiental (ODP e GWP) que tem limitado o uso de CFCs, HCFCs e, mais recentemente, de HFCs. Deve-se também optar por um fluido pouco volátil para prevenir o alto custo de transporte e armazenamento. Por fim, a temperatura de saturação deve ser levada em consideração na escolha do fluido de trabalho (TUMA, 2006).

Devido ao contato direto do componente aquecido com o fluido de trabalho, os fluidos dielétricos, tais como os fluorcarbonos (FC-72, FC-87, PF-5060) e os hidrofluoroéteres (HFE-7000, HFE-7100, HFE-7300), são boas opções devido a sua compatibilidade química, inércia elétrica e alta força dielétrica. Além disso, possuem baixo ponto de ebulição, sendo uma ótima escolha para preservar os componentes eletrônicos abaixo de 85 °C (EL-GENK, 2012). A Tabela 1 apresenta as propriedades termofísicas dos HFEs comparadas aos FCs e também a água.

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

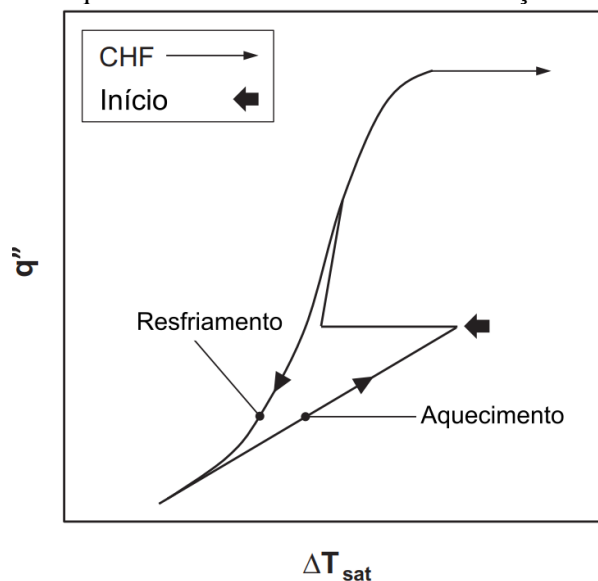
	FC-72	FC-87	HFE-7000	HFE-7100	HFE-7300	Água
Ponto de ebulição (°C)	56	30	34	61	98	100
Densidade (kg/m ³)	1680	1650	1400	1510	1660	997
Viscosidade dinâmica ×10 ⁴ (kg/m.s)	6,4	4,5	4,5	5,8	11,8	8,9
Calor específico (J/kg·K)	1100	1100	1300	1183	1140	4182
Condutividade térmica (W/m·K)	0,057	0,056	0,075	0,069	0,063	0,61
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	88	103	142	112	102	2257
Tensão superficial (mN/m)	10	9	12,4	13,6	15	72
ODP	0	0	0	0	0	-
GWP (ITH-100 anos)	>5000	>5000	530	320	200	-

Fonte: Leong, Ho e Wong (2017).

Dentre os FCs e HFEs, o FC-72 e o HFE-7100 são comumente utilizados por possuírem temperatura de saturação próxima às temperaturas de trabalho dos equipamentos eletrônicos. Porém, pesquisadores estão optando pelos HFEs devido ao seu baixo valor de GWP, além de terem: (a) baixa temperatura de saturação; (b) bom contato térmico com todos os componentes; (c) excelente compatibilidade química com qualquer material; (d) baixa toxicidade e boas características ambientais (3M COMPANY, 2002).

O HFE-7100 vem ganhando destaque nas pesquisas devido ao seu bom desempenho e baixa temperatura de saturação, acarretando em uma bom resfriamento de diferentes sistemas eletrônicos (EL-GENK; BOSTANCI, 2003; MISALE; GUGLIELMINI; PRIARONE, 2009; SOUZA; PASSOS; CARDOSO, 2014). No entanto, devido a sua baixa tensão superficial e alta molhabilidade, resulta em um alto superaquecimento ou *overshoot* para o início da nucleação quando comparado com fluidos não-molhantes (Figura 4). Existem dois riscos no início da nucleação em fluidos molhantes; o primeiro é devido à alta temperatura da parede e o segundo é a sua queda de temperatura brusca após a nucleação que causa um choque térmico no dispositivo ao qual está acoplado (LIANG; MUDAWAR, 2019). Desta maneira, o uso de técnicas para tratar/modificar a superfície aquecedora, de forma a variar suas características mediante algum tratamento mecânico ou químico (superfícies microestruturadas e/ou estendidas, uso de materiais porosos, dentre outros) tem sido proposto para aumentar tanto o HTC, diminuindo o superaquecimento necessário para início da nucleação, quanto o CHF, melhorando o contato do líquido com a superfície, *i.e.*, aumentando a molhabilidade.

Figura 4 – Desenho esquemático do início da curva de ebulição de fluidos molhantes.



Fonte: Adaptado de Liang e Mudawar (2019).

2.5 Superfícies de Aquecimento

Além do fluido de trabalho a ebulição também depende da topografia e química da superfície de aquecimento, sendo a primeira a que desempenha o papel chave na formação da bolha de vapor. A superfície pode ser aperfeiçoada através de vários fatores físicos, dentre eles: (i) existência de micro ou nanocavidade ou irregularidades para a nucleação do embrião de vapor; (ii) estruturas porosas que permitem o fluido acessar as regiões quentes da superfície e manter os sítios de nucleação ativos; e, (iii) protuberâncias que aumentam a área de ebulição (HENDRICKS *et al.*, 2010).

Nas últimas décadas, a rápida evolução dos processos de modificação/fabricação de superfícies tem facilitado o avanço na pesquisa de ebulição em piscina com superfícies capazes de aumentar o coeficiente de transferência de calor (HTC) e o fluxo de calor crítico (CHF) através de micro/nanoestruturas. Basicamente, os processos de modificação são classificados como:

- Processos baseados em deposição/adição de material (*coating process*); e,
- Processos baseados em remoção de material (*machining techniques e chemicals processes*).

No primeiro, o material de adição é colocado diretamente sobre o substrato (superfície plana) através de técnicas de deposição, tais como: deposição eletroquímica, deposição química a vapor (*chemical vapor deposition*, CVD) e suas derivações, pulverização (*sputtering*), gotejamento (*dripping*), sinterização de partículas, ebulição de nanofluidos, soldagem de microestruturas pré-fabricadas etc. Os métodos de deposição, em sua maioria, adicionam camadas heterogêneas de óxidos metálicos (Al_2O_3 , Fe_2O_3 , TiO_2 , SiO_2 , ZnO), carbonos (nanotubos ou óxidos de grafeno) e metais (SHOJAEIAN; KOŞAR, 2015).

No segundo, as estruturas são formadas por meio de técnicas de remoção de material, sejam elas mecânicas ou químicas. Dentre os processos mecânicos, destacam-se a usinagem de precisão ou microusinagem - bastante usada devido ao avanço de ferramentas e CNCs, usinagem por eletroerosão (*electric discharge machining*, EDM), usinagem a laser, e o polimento/lixamento. Já entre os químicos, destacam-se as técnicas de micro/nanosistemas eletromecânicos (MEMS/NEMS) que incluem a fotolitografia com: corrosão a seco (*dry etching*); corrosão úmida (*wet etching*); corrosão por íon reativo (*reactive ion etching*, RIE); e corrosão profunda por íon reativo (*deep reactive ion etching*, DRIE), as quais são capazes de fabricar estruturas consideravelmente pequenas e homogêneas em silício, polímeros, metais e cerâmicas (KIM *et al.*, 2015).

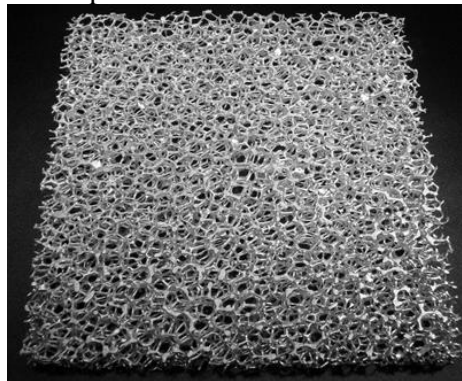
Há também processos híbridos, que combinam a remoção de material para formação de microestruturas seguida de adição de material para formação de nanoestruturas.

Tais técnicas, usadas para melhorar o processo de ebulição, devem não apenas ser eficientes em relação à transferência de calor, mas também ser aplicáveis no ponto de vista prático, e a durabilidade de tais superfícies ainda precisa ser testada (MORI; UTAKA, 2017). Não é suficiente pesquisar superfícies nano/microestruturadas cuidadosamente controladas em ambientes laboratoriais (BHAVNANI *et al.*, 2014). Faz-se necessário que as técnicas sejam aplicáveis em escala industrial.

Então, superfícies modificadas com nano/microporos produzidas através de processos como oxidação anódica, deposição de camadas metálicas ou não metálicas, deposição de partículas, e espumas metálicas ou não metálicas têm sido alvo de interesse de pesquisadores visto que demandam um menor custo de produção e produzem resultados favoráveis (SHOJAEIAN; KOŞAR, 2015). Buscando uma técnica de baixo custo e adequada à indústria, as espumas metálicas de estrutura aberta (*open cell metal foam*) (Figura 5), com porosidades acima de 80%, têm sido amplamente investigadas (ZHAO, 2012).

Em superfícies porosas, a melhoria na transferência de calor ocorre principalmente devido às combinações de quatro fatores: (i) aumento na área efetiva da superfície; (ii) aumento da densidade de sítios de nucleação; (iii) aumento da capilaridade, a qual facilita o retorno do líquido para as regiões mais quentes (*hot spots*); (iv) aumento no comprimento da linha de contato sólido-líquido-vapor através dos poros, *i.e.*, molhabilidade (THIAGARAJAN *et al.*, 2015).

Figura 5. Espuma de estrutura aberta de alumínio.



Fonte: DuocelFoam.com (2019).

2.6 Espumas Metálicas

2.6.1 Fabricação

Metais porosos e espumas metálicas são metais com poros intencionalmente integrados em sua estrutura. O termo metal poroso é uma expressão geral que se refere a metais com grande vazios, ou seja, com grande porosidade, enquanto o termo espuma metálica se aplica a metais porosos produzidos com processos onde ocorre a formação de espuma – quando um gás é disperso em um sólido (LEFEBVRE; BANHART; DUNAND, 2008). Elas são termicamente e eletricamente condutivas e mantêm suas propriedades a temperaturas muito mais altas em relação aos polímeros. Se tiver estrutura celular aberta (*open cell*), elas são facilmente permeáveis por fluidos e podem ter áreas superficiais elevadas, características requeridas para aplicações com escoamento de fluidos ou quando a superfície de troca de calor está envolvida (LEFEBVRE; BANHART; DUNAND, 2008).

Espumas e outros materiais altamente porosos são conhecidos por terem muitas combinações interessantes de propriedades físicas e mecânicas, tais como alta rigidez, o peso específico muito baixo ou alta permeabilidade combinada com alta condutividade térmica (BANHART, 2001).

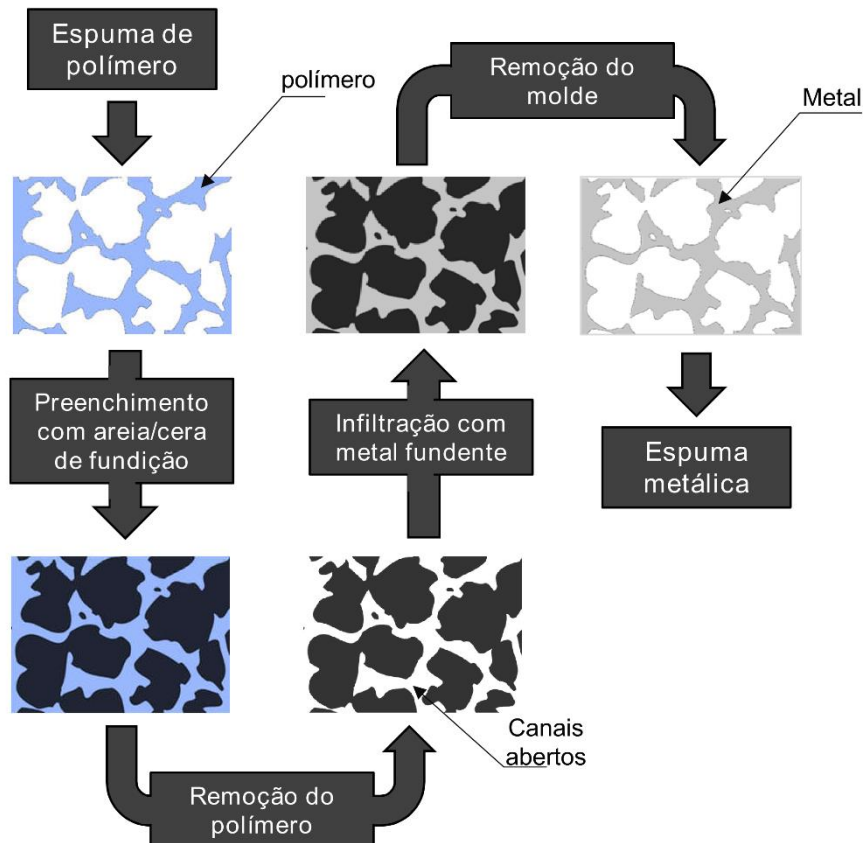
As espumas metálicas podem ser classificadas com base na forma/fase do material no início do processo de fabricação, isto é, metal líquido (fundente), vapor metálico, íons metálicos e pó metálico, sendo com ou sem o auxílio de pressão (SINGH; BHATNAGAR, 2018). Alguns processos para obtenção de espumas metálicas com estrutura celular aberta são apresentados nas seções abaixo.

2.6.1.1 Fabricação de espumas metálicas por meio do estado líquido

Neste método o metal fundido é processado em um material poroso usando um método indireto por meio de uma espuma de polímero, ex.: espuma de poliuretano (PU), que é usada como ponto de partida (Figura 6). A espuma de polímero com estrutura de células abertas é preenchida com uma pasta de material resistente ao calor, ex.: areia, ceras (resinas fenólicas) e carbonato de cálcio, ou gesso. Após a cura, a espuma de polímero é removida por tratamento térmico (pirólise) e o metal fundido é despejado nos canais abertos resultantes, que replicam a estrutura de espuma de polímero original. A aplicação de pressão e aquecimento do molde pode ser necessária se não for possível o enchimento das cavidades estreitas com o

metal líquido apenas pela ação da gravidade. Após a remoção do material do molde (através de água pressurizada ou vibração mecânica), obtém-se uma estrutura metálica que é uma réplica exata da espuma de polímero original. Dificuldades neste processo incluem alcançar um preenchimento completo dos filamentos, controlar a solidificação direcional e remover o material do molde sem danificar a estrutura celular (BANHART, 2001).

Figura 6. Obtenção de espuma metálica por meio da técnica de fundição.



Fonte: Adaptado de Ashby *et al.* (ASHBY *et al.*, 2000) e Banhart (2001).

2.6.1.2 Fabricação de espumas metálicas por deposição de metal

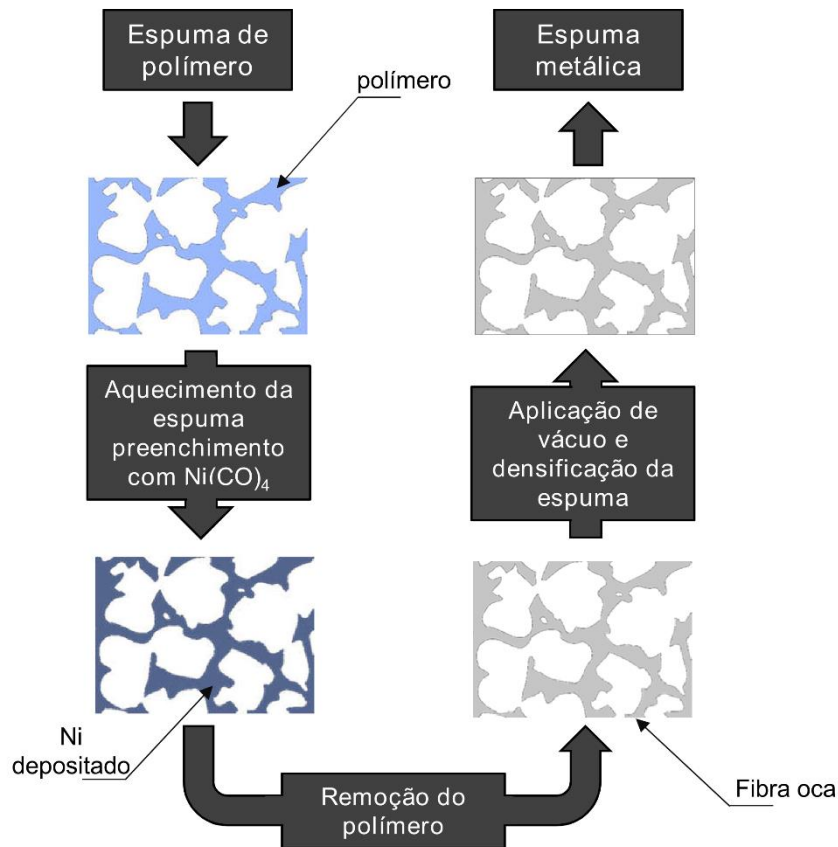
Espumas de polímero com células abertas podem servir como moldes sobre os quais os metais são depositados por decomposição química a vapor (CVD) ou por eletrodeposição (ASHBY *et al.*, 2000).

➤ *Deposição de vapor (vapor de metal)*

O vapor de metal é produzido em uma câmara de vácuo e condensado no precursor frio - espuma polimérica (Figura 7). O metal condensado reveste a superfície do precursor de

polímero e forma uma película de certa espessura, caracterizada pela densidade do vapor e pelo tempo de exposição (BANHART, 2001). Uma maneira de realizar este processo é por CVD para a fabricação de espumas de níquel. O níquel é depositado pela decomposição de níquel tetracarbonilo, $\text{Ni}(\text{CO})_4$. Este gás se decompõe em níquel e monóxido de carbono a uma temperatura de cerca de $100\text{ }^\circ\text{C}$ e reveste todas as superfícies aquecidas expostas dentro do reator de CVD. Após várias dezenas de micrometros ter sido depositados, a espuma de polímero revestida de metal é removida do reator de CVD e o polímero é removido através da queima por aquecimento ao ar. Isso resulta em uma estrutura de metal celular com ligamentos (fibras) ocos. Um passo subsequente de sinterização a vácuo é usado para densificar os ligamentos, fazendo com que as pontas das fibras sejam fechadas (ASHBY *et al.*, 2000).

Figura 7. Técnica de deposição química para obtenção de espuma metálica.



Fonte: Adaptado de Ashby (2000) e Banhart (2001).

➤ Eletrodeposição (íons de metal)

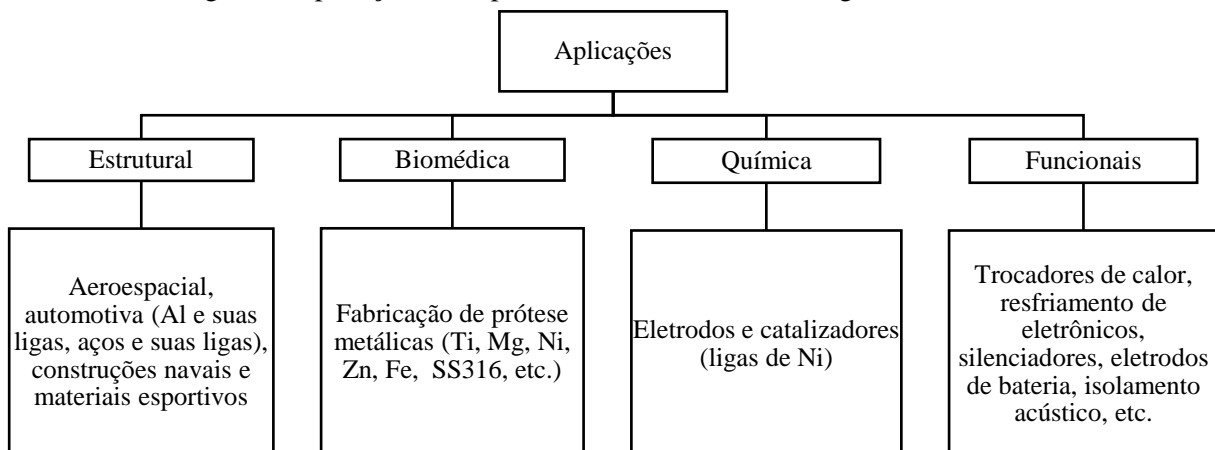
A técnica de deposição parte do estado iônico dos metais, isto é, uma solução de íons num eletrólito. O metal é eletricamente depositado em uma espuma polimérica com células abertas, a qual é posteriormente removida. A eletrodeposição requer que a espuma de políme-

ro tenha alguma condutividade elétrica. Para isso, a espuma é mergulhada em uma solução eletricamente condutora a base de grafite ou através de revestimento de uma fina camada condutora por pulverização catódica. Após a eletrodeposição, o polímero pode ser removido do compósito metal/polímero por tratamento térmico (pirólise). Ao final, é obtida uma estrutura tridimensional com ligamentos (fibras) metálicas ocas. Os metais preferidos para esta técnica são níquel ou liga de níquel-cromo, mas espumas de cobre também podem ser feitas (BANHART, 2001).

2.6.2 Aplicações

Os materiais metálicos porosos são encontrados em uma grande faixa de aplicações. A Figura 8 apresenta suas aplicações de acordo com a categoria estrutural, biomédica, química e aplicações funcionais.

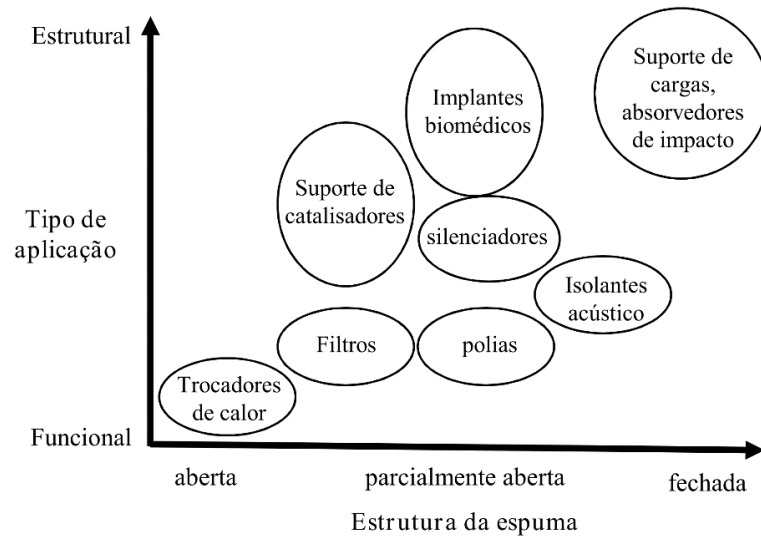
Figura 8. Aplicação das espumas metálicas em vários segmentos da indústria.



Fonte: Adaptado de Singh e Banhart (2018).

A escolha da morfologia da espuma metálica é crucial para qualquer avaliação de aplicações do material. Muitas aplicações requerem que um meio, líquido ou gasoso, seja capaz de escoar através do material poroso. Pode haver a necessidade de vários graus de abertura, variando de muito aberto (*open cell*), para rápido escoamento de fluido, até completamente fechado (*closed cell*), para aplicações estruturais de suporte de carga. A Figura 9 mostra tipos de estrutura celular e os campos de aplicação.

Figura 9. Estrutura da espuma metálica de acordo com sua aplicação.



Fonte: Adaptado de Banhart (2001).

2.6.2.1 Trocadores de calor e resfriamento de máquinas

Espumas altamente condutoras de calor, de cobre, alumínio ou níquel podem ser aplicadas em trocadores de calor. Neste caso, são necessárias estruturas de células abertas (*open cell*), como as descritas na seção de fabricação. O calor pode ser removido ou adicionado a fluidos, deixando-os escoar através da espuma e resfriando ou aquecendo a espuma. Devido à estrutura aberta, a queda de pressão pode ser minimizada. Um exemplo dessas aplicações são dissipadores térmicos compactos para resfriamento de dispositivos microeletrônicos com alta capacidade de dissipação de energia, como *chips* de computadores ou eletrônicos de alta potência. Atualmente, a solução mais aplicada são as matrizes de aletas. As espumas de metal podem ter melhor desempenho se forem selecionadas de forma que a condutividade térmica seja mantida a mais alta possível, mantendo a perda de carga a mais baixa possível. Esses dois requisitos são contraditórios; assim, um meio termo deve ser encontrado (BANHART, 2001).

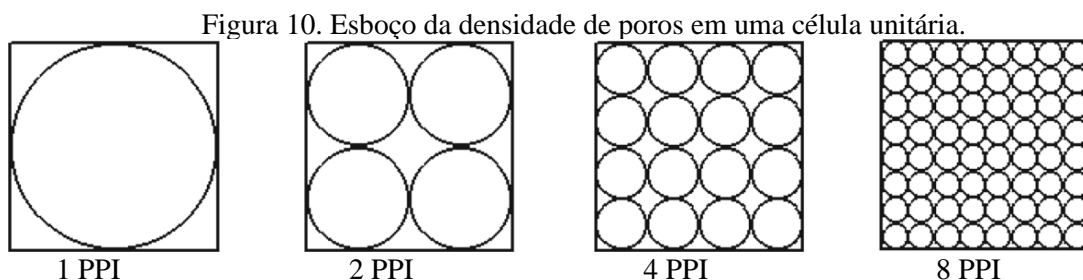
2.6.3 Métodos de caracterização

Uma espuma metálica é caracterizada estruturalmente pela sua topologia celular (células abertas, células fechadas), densidade relativa, porosidade, tamanho e forma celular. As espumas metálicas de células abertas possuem pequenos filamentos que são continuamente

conectados em uma estrutura aberta. As células da espuma são geralmente poliedros de 12 faces (dodecaedro regular ou pentagonal) ou 14 faces (tetradecaedro ou *tetrakaidcaedron*).

O diâmetro do poro (d_p), diâmetro ou espessura da fibra (d_f), densidade de poros (*pores per inch*, PPI), densidade de área ou área específica (a_{sf}), densidade relativa (ρ_r), porosidade (ε) e o formato da célula afetam a perda de carga e transferência de calor da espuma metálica.

O tamanho ou diâmetro do poro é dado pelo diâmetro do espaço aberto em cada uma das faces da célula, seja ela pentagonal ou hexagonal. Normalmente, o diâmetro do poro varia entre 0,1 mm e 4 mm. A densidade de poros é o número de poros por unidade de comprimento do material especificado como PPI (poros por polegada) ou PPM (poros por metro) (Figura 10). As densidades de poros disponíveis variam com base no material de espuma. No entanto, as espumas comerciais não compactadas estão disponíveis em uma faixa de 5 a 130 PPI. A densidade relativa é a densidade da espuma em relação à densidade do sólido que compõe a espuma. A porosidade, ε , é definida pela razão do volume de vazio pelo volume total de um corpo ou elemento poroso. Em outras palavras, a porosidade é a fração de vazio (normalmente ar) no interior da espuma que é dada pela subtração $[1 - \rho_r]$ na qual ρ_r é a razão entre a densidade da espuma e a densidade do material sólido que compõe a espuma. Quanto maior a densidade relativa, maior o tamanho dos filamentos ou fibras da espuma e, conseqüentemente, menor a porosidade. A densidade de área é a razão entre a área da superfície da espuma e o seu volume (MAHJOOB; VAFAI, 2008). As espumas metálicas podem ser caracterizadas por meio de microscopia ótica, microscopia eletrônica de varredura (MEV) e microtomografia computadorizada de raios X (μ CT). Apenas a densidade relativa pode ser determinada pesando uma amostra de volume conhecido; o restante das análises requer métodos de tratamento de imagens geradas por microscopia ótica ou eletrônica (BANHART, 2001).



Fonte: Shen, Ye e Meng (SHEN; YE; MENG, 2018).

A densidade de área pode ser caracterizada por meio da tomografia computadorizada de raios-X (*X-ray computed tomography*, CT) a qual fornece imagens de baixa ampliação de

planos dentro de uma espuma que pode ser montada em uma imagem tridimensional. Os equipamentos de tomografia industrial podem atingir 200 μm e são chamados de microtomografia de raios-X (μCT). A partir de várias imagens obtidas a imagem 3D da amostra é construída. O método permite examinar o interior de uma espuma de células abertas ou fechadas e é suficiente para que a distorção celular possa ser detectada através de imagens (ASHBY *et al.*, 2000).

Devido à complexidade geométrica e orientação aleatória da fase sólida do meio poroso, a solução das equações de transporte dentro dos poros é difícil de ser obtida. Como tal, idealizações geométricas da célula porosa têm sido empregadas para estudos analíticos e computacionais (MAHJOOB; VAFAI, 2008).

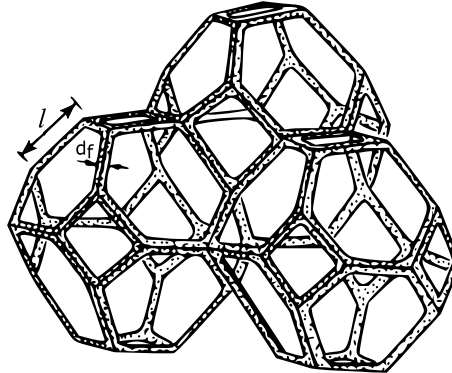
2.6.3.1 Modelos de predição de propriedades estruturais e de escoamento

Visto a dificuldade de obtenção das das propriedades estruturais e de escoamento por meio de medição direta, alguns trabalhos na literatura de dedicaram a levantar modelos que se aproximam da geometria da célula porosa. Os modelos no geral são em funções de propriedades que possam ser medidas diretamente sem grande custo, tais como porosidade, densidade de porosos e comprimento da aresta.

➤ Geometria e área superficial

Gibson e Ashby (1997) modelaram uma espuma porosa de célula aberta usando a geometria do tetradecaedro (Figura 11). As propriedades da célula foram derivadas a partir do conhecimento da espessura do ligamento, d_f , e do tamanho da aresta do hexágono, l , de cada face.

Figura 11. Matriz de estruturas tetradecaedro.



Fonte: Gibson e Ashby (1997).

A densidade relativa, ρ_r , da estrutura de Gibson e Ashby (1997) é dada por:

$$\rho_r = 1,06 \left(\frac{d_f}{l} \right)^2 \quad (3)$$

Segundo Gibson e Ashby (1997), para uma célula unitária de tetradecaedro as seguintes relações são válidas:

- O Volume da célula, V_{cel} , é dado por,

$$V_{cel} = 8\sqrt{2}l^3 = 11,3l^3 \quad (4)$$

- A área superficial da célula, A_{cel} , é dada por,

$$A_{cel} = 36 \cdot d_f \cdot l \quad (5)$$

A aresta das faces hexagonais, l , também pode ser calculada conhecendo o diâmetro do poro e a porosidade, o qual é o diâmetro de um círculo com área equivalente ao tamanho da face hexagonal,

$$l = \frac{0,5498d_p}{[1 - 0,971(1 - \varepsilon)^{0,5}]} \quad (6)$$

Logo,

$$(d_p)_{GA} = \frac{[1 - 0,971(1 - \varepsilon)^{0,5}]l}{0,5498} \quad (7)$$

A espessura do ligamento, d_f , é obtida a partir da Eq. (3),

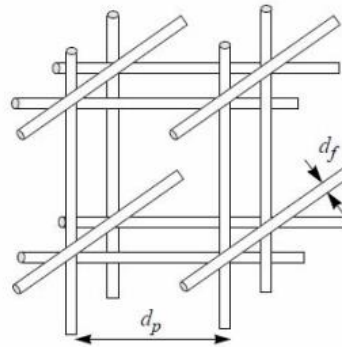
$$d_f = 0,971(1 - \varepsilon)^{0,5}l \quad (8)$$

Por fim, a expressão para a densidade de área, a_{sf} , para o modelo de Gibson e Ashby (1997) é dada por:

$$(a_{sf})_{GA} = \frac{A_{cel}}{V_{cel}} = \frac{36 \cdot d_f \cdot l}{11,3 \cdot l^3} \quad (9)$$

Calmidi (1998) propôs um modelo baseado em uma célula unitária cúbica (Figura 12) composta por N^2 fibras de diâmetro d_f e N^2 poros com diâmetro d_p em cada uma das direções x , y e z .

Figura 12. Célula unitária cúbica.



Fonte: Calmidi (1998).

Sendo N o número de poros em uma direção, a quantidade de poros em uma polegada ou um metro é dada por,

$$\text{PPI ou PPM} = \frac{N}{1} \quad (10)$$

ou,

$$\text{PPI ou PPM} = \frac{1}{d_p + d_f} \quad (11)$$

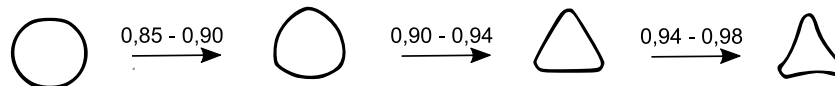
os autores sugeriram a relação,

$$\frac{d_f}{(d_p)_c} = 2 \sqrt{\frac{1 - \varepsilon}{3\pi}} \cdot \frac{1}{G} \quad (12)$$

onde G é função do formato da fibra (*shape function*) devido a sua alteração com o aumento da porosidade (Figura 13) dado por:

$$G = 1 - e^{-\frac{1-\varepsilon}{0,04}} \quad (13)$$

Figura 13. Forma da seção transversal da fibra da espuma metálica de acordo com sua porosidade.

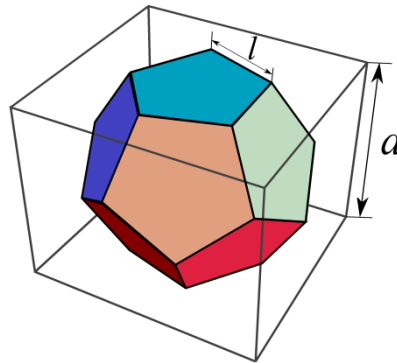


Fonte: Calmidi (1998)

Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002) modificaram a relação de Calmidi (1998) adotando uma estrutura com célula unitária no formato de um dodecaedro regular (12 faces pentagonais, Figura 14). Primeiramente, o diâmetro do poro foi trocado pelo tamanho da célula, a , a qual pode ser determinada contando o número de células em um dado comprimento da espuma,

$$\frac{d_f}{a} = 2 \sqrt{\frac{1 - \varepsilon}{3\pi}} \cdot \frac{1}{G} \quad (14)$$

Figura 14. Célula unitária no formato de um dodecaedro regular.



Fonte: Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002)

O tamanho da célula, a , é equivalente à distância entre dois pentágonos paralelos da estrutura do dodecaedro e equivalente a $2,23 \cdot l$ da aresta da face pentagonal. Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002) realizaram a equivalência entre a estrutura cúbica e o dodecaedro assumindo que o poro quadrado da estrutura cúbica tem a mesma área do poro pentagonal do dodecaedro. Então, eles obtiveram a seguinte relação,

$$(d_p)_C = 0,59 \cdot a \quad (15)$$

De acordo com Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002), trocando a por $(d_p)_C$ obtém-se,

$$\frac{d_f}{(d_p)_C} = 1,18 \sqrt{\frac{1 - \varepsilon}{3\pi}} \cdot \frac{1}{G} \quad (16)$$

No entanto, conforme apresentado por Mancin (2009), a Eq. (16) contém um erro na constante, sendo a expressão correta dada por,

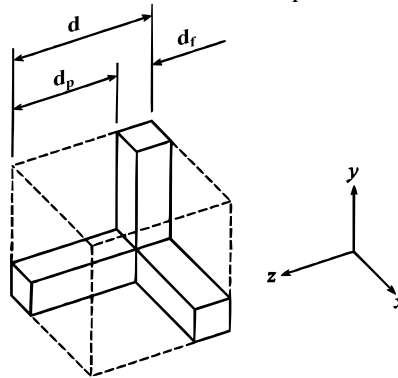
$$\frac{d_f}{(d_p)_C} = 3,39 \sqrt{\frac{1 - \varepsilon}{3\pi}} \cdot \frac{1}{G} \quad (17)$$

Por fim, os autores definiram a densidade de área como,

$$(a_{sf})_C = \frac{3\pi d_f}{(d_p)_C^2} \quad (18)$$

Du Plessis *et al.* (1994) estabeleceram um modelo para determinar o diâmetro do poro em função da tortuosidade dos ligamentos da espuma, da porosidade, volume e densidade de área de uma célula unitária cubica representativa (*cubic representative unit cell*, CRUC, Figura 15) com geometria isotrópica.

Figura 15. Célula unitária cubica representativa (CRUC).



Fonte: Fourie e Du Plessis (2002).

A dimensão linear característica da célula é d , a qual é a soma do diâmetro do poro, d_p , e do diâmetro do ligamento, d_f . Logo, a razão do tamanho de poro $(d_p)_D$ é dada por,

$$\frac{(d_p)_D}{d} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{(\chi)_D}} \quad (19)$$

onde χ é a tortuosidade, a qual é dada pelo modelo de Du Plessis *et al.* (1994):

$$\frac{1}{(\chi)_D} = \frac{3}{4\varepsilon} + \frac{\sqrt{9-8\varepsilon}}{2\varepsilon} \times \cos \left\{ \frac{4\pi}{3} + \frac{1}{3} \cos^{-1} \left[\frac{8\varepsilon^2 - 36\varepsilon + 27}{(9-8\varepsilon)^{3/2}} \right] \right\} \quad (20)$$

A razão de diâmetro foi modificada por Fourie e Du Plessis (2002),

$$\frac{(d_p)_{FD}}{d} = \frac{3 - (\chi)_{FD}}{2} \quad (21)$$

onde a tortuosidade é dada por,

$$(\chi)_{FD} = 2 + 2 \cos \left[\frac{4\pi}{3} + \frac{1}{3} \cos^{-1}(2\varepsilon - 1) \right] \quad (22)$$

Por fim, é possível calcular a densidade de área,

$$(a_{sf})_{FD} = \frac{3}{d}(3 - \chi)(\chi - 1) \quad (23)$$

Recentemente, Shen, Ye e Meng (2018) modelaram a densidade de área de espumas metálicas assumindo a estrutura celular como um tetradecaedro, sendo a seção transversal da fibra em formato triangular côncavo e um nó com quatro intersecções de ligamentos. O cálculo da densidade de área foi modelado para que os dados de entrada fossem apenas a densidade de poros e a porosidade da espuma; dessa maneira os pesquisadores apresentaram o conjunto de equações:

$$(a_{sf})_S = \frac{9\pi\lambda\sqrt{1-\lambda}}{2l_s(1+2\lambda)^3} \sqrt{\frac{1+a_1^2}{a_1^2}} \quad (24)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - 36\pi\lambda^2 - 28\pi\lambda^3}{8\sqrt{2}(1+2\lambda)^3} \frac{(1+a_1^2)}{a_1^2} \quad (25)$$

$$\frac{3}{4}\sqrt{2}(l_s + 2a_2) = \frac{0,0254}{PPI} \quad (26)$$

$$\lambda = \frac{a_2}{l_s} \quad (27)$$

onde a_1 é função da forma da área da seção transversal da fibra, sendo $2 < a_1 < 3,5$; em que o valor tem pouca interferência no resultado final da densidade de área. A partir das equações Shen, Ye e Meng (2018) concluíram que a densidade de área aumenta com o aumento da densidade de poros – mantendo a porosidade constante – e diminui com o aumento da porosidade – mantendo a densidade de poros constante.

Os modelos de predição de propriedades geométricas e área apresentado anteriormente foram resumidos na Tabela 2.

Tabela 2 – Modelos de predição de propriedades geométricas e densidade de área de espumas de célula aberta.

Autor(es)	Modelo	Eq.
Gibson e Ashby (1997)	$(d_p)_{GA} = \frac{[1 - 0,971(1 - \varepsilon)^{0,5}]l}{0,5498}$	(7)
	$d_f = 0,971(1 - \varepsilon)^{0,5}l$	(8)
	$(a_{sf})_{GA} = \frac{A_{cel}}{V_{cel}} = \frac{36 \cdot d_f \cdot l}{11,3 \cdot l^3}$	(9)
Calmidi (1998)	$\frac{d_f}{(d_p)_C} = 2 \sqrt{\frac{1 - \varepsilon}{3\pi} \cdot \frac{1}{G}}$	(12)
	$G = 1 - e^{-\frac{1-\varepsilon}{0,04}}$	(13)
Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002)	$\frac{d_f}{(d_p)_C} = 3,39 \sqrt{\frac{1 - \varepsilon}{3\pi} \cdot \frac{1}{G}}$	(17)
	$(a_{sf})_C = \frac{3\pi d_f}{(d_p)_C^2}$	(18)
Du Plessis <i>et al.</i> (1994)	$\frac{(d_p)_D}{(d_p)_D + d_f} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{(\chi)_D}}$	(19)
	$\frac{1}{(\chi)_D} = \frac{3}{4\varepsilon} + \frac{\sqrt{9 - 8\varepsilon}}{2\varepsilon} \times \cos \left\{ \frac{4\pi}{3} + \frac{1}{3} \cos^{-1} \left[\frac{8\varepsilon^2 - 36\varepsilon + 27}{(9 - 8\varepsilon)^{3/2}} \right] \right\}$	(20)
Fourrie e Du Plessis (2002)	$\frac{(d_p)_{FD}}{(d_p)_{FD} + d_f} = \frac{3 - (\chi)_{FD}}{2}$	(21)
	$(\chi)_{FD} = 2 + 2 \cos \left[\frac{4\pi}{3} + \frac{1}{3} \cos^{-1}(2\varepsilon - 1) \right]$	(22)
	$(a_{sf})_{FD} = \frac{3}{d} (3 - \chi)(\chi - 1)$	(23)
Shen, Ye e Meng (2018)	$(a_{sf})_S = \frac{9\pi\lambda\sqrt{1-\lambda}}{2l_S(1+2\lambda)^3} \sqrt{\frac{1+a_1^2}{a_1^2}}$	(24)
	$\varepsilon = \frac{1 - 36\pi\lambda^2 - 28\pi\lambda^3(1+a_1^2)}{8\sqrt{2}(1+2\lambda)^3 a_1^2}$	(25)
	$\frac{3}{4}\sqrt{2}(l_S + 2a_2) = \frac{0,0254}{PPI}$	(26)
	$\lambda = \frac{a_2}{l_S}$	(27)

Fonte: Do próprio autor.

➤ Permeabilidade e perda de carga

Segundo Mancin (2009), as espumas são caracterizadas por dois importantes parâmetros os quais descrevem o escoamento em suas estruturas: a permeabilidade, K , e o coeficiente

de inércia, F . Esses parâmetros são baseados na equação de Darcy-Forchheimer para meios porosos homogêneos e isotrópicos,

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K}v + \frac{\rho F}{\sqrt{K}}v^2 \quad (28)$$

A permeabilidade é uma medida de condução do escoamento no meio poroso (expresso em m^2), ou seja, quanto maior a permeabilidade mais facilmente o fluido escoará no meio poroso e vice-versa. Em altas velocidades, há um desprendimento da equação de Darcy devido ao arrasto e turbulência no meio poroso. Portanto, um termo inercial é adicionado, o segundo termo da Eq. (28), o qual representa a dependência quadrática da queda de pressão, dp/dx , com a velocidade, v . Os demais são as propriedades do fluido em escoamento na entrada do meio poroso (MANCIN, 2009).

Du Plessis *et al.* (1994) apresentaram um modelo teórico para predição da permeabilidade e do coeficiente de inércia utilizando sua estrutura teórica CRUC. A correlação é função da porosidade, diâmetro médio do poro e tortuosidade:

$$\frac{K}{d^2} = \frac{\varepsilon^2}{36\chi(\chi - 1)} \quad (29)$$

$$F = \frac{2,05\chi(\chi - 1)\sqrt{K}}{\varepsilon^2(3 - \chi)} \frac{1}{d} \quad (30)$$

Calmidi (1998) também modelou os dois parâmetros através de um modelo semiempírico:

$$\frac{K}{(d_p)_c^2} = 0,00073(1 - \varepsilon)^{-0,224} \left(\frac{d_f}{(d_p)_c} \right)^{-1,11} \quad (31)$$

$$F = 0,00212(1 - \varepsilon)^{-0,132} \left(\frac{d_f}{(d_p)_c} \right)^{-1,63} \quad (32)$$

Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002) utilizaram a correlação de Du Plessis *et al.* (1994) para permeabilidade, porém propuseram uma mudança na equação da tortuosidade:

$$\frac{1}{\chi} = \frac{\pi}{4\varepsilon} \left[1 - \left(\frac{d_f}{(d_p)_C} \right)^2 \right] \quad (33)$$

Os modelos de predição de propriedades do escoamento listados anteriormente foram resumidos na Tabela 3.

Tabela 3 - Modelos de predição de propriedades de escoamento de espumas de célula aberta.

Autor(es)	Modelo	Eq.
Du Plessis <i>et al.</i> (1994)	$\frac{K}{((d_p)_{FD} + d_f)^2} = \frac{\varepsilon^2}{36\chi(\chi - 1)}$	(29)
	$F = \frac{2,05\chi(\chi - 1)}{\varepsilon^2(3 - \chi)} \frac{\sqrt{K}}{(d_p)_{FD} + d_f}$	(30)
Calmidi (1998)	$\frac{K}{(d_p)_C^2} = 0,00073(1 - \varepsilon)^{-0,224} \left(\frac{d_f}{(d_p)_C} \right)^{-1,11}$	(31)
	$F = 0,00212(1 - \varepsilon)^{-0,132} \left(\frac{d_f}{(d_p)_C} \right)^{-1,63}$	(32)
Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002)	$\frac{K}{((d_p)_C + d_f)^2} = \frac{\varepsilon^2}{36\chi(\chi - 1)}$	(29)
	$F = \frac{2,05\chi(\chi - 1)}{\varepsilon^2(3 - \chi)} \frac{\sqrt{K}}{d}$	(30)
	$\frac{1}{\chi} = \frac{\pi}{4\varepsilon} \left[1 - \left(\frac{d_f}{(d_p)_C} \right)^2 \right]$	(33)

Fonte: Do próprio autor.

2.6.3.2 Modelos de predição da condutividade térmica efetiva da espuma metálica

A condutividade térmica efetiva (k_e) é um fator importante no estudo da transferência de calor de espumas metálicas. Considerando a condução unidimensional no meio poroso, tem-se o modelo linear,

$$k_e = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon)k_s \quad (34)$$

onde o sólido com condutividade térmica k_s e o fluido com condutividade térmica k_f encontram-se em paralelo; usualmente empregado em estudos que envolvem condução de calor em meios porosos (KAVIANY, 1995). O modelo linear é aplicável para uso em meios porosos onde o fluido e o sólido possuem condutividades térmicas de mesma ordem de grandeza, porém o erro do modelo é considerável conforme a diferença entre as condutividades térmicas das fases aumenta (CALMIDI; MAHAJAN, 1999). Além disso, não leva em consideração a geometria do meio poroso (ZHAO, 2012). Desta maneira, outros modelos de predição para a condutividade térmica efetiva têm sido desenvolvidos para espumas metálicas de célula aberta.

Calmidi e Mahajan (1999) propuseram um modelo bidimensional com base em uma estrutura hexagonal (*honeycomb*), na qual os ligamentos eram cilíndricos ligados uns aos outros (nó) por um quadrado. O modelo leva em consideração o diâmetro do ligamento (b), a aresta do nó (d), além das condutividades térmicas das fases sólidas e líquidas, assim como a porosidade do meio:

$$k_e = \frac{\sqrt{3}}{2} \left(\frac{rd}{k_f + (1+d)\frac{k_s - k_f}{3}} + \frac{(1-r)d}{k_f + \frac{2d}{3}(k_s - k_f)} + \frac{\frac{\sqrt{3}}{2} - d}{\frac{4rd}{3\sqrt{3}(k_s - k_f)}} \right)^{-1} \quad (35)$$

onde d é dado por:

$$d = -r + \frac{\sqrt{r^2 + \frac{2}{\sqrt{3}}(1-\varepsilon)\left(2 - r\left(1 + \frac{4}{\sqrt{3}}\right)\right)}}{\frac{2}{3}\left(2 - r\left(1 + \frac{4}{\sqrt{3}}\right)\right)} \quad (36)$$

e r é a razão entre o diâmetro do ligamento e a aresta do quadrado, sendo recomendado um valor de $r = 0,09$ para prever os valores experimentais obtidos por Calmidi e Mahajan (1999).

Boomsma e Poulikakos (2001) se basearam no trabalho de Calmidi e Mahajan (1999) e modelaram a condutividade térmica efetiva a partir de um modelo tridimensional. Para isso, os pesquisadores utilizaram a geometria de um tetracaedro com ligamentos cilíndricos e nós quadrados:

$$k_e = \frac{\sqrt{2}}{2(R_A + R_B + R_C + R_D)} \quad (37)$$

onde R_A , R_B , R_C e R_D são definidos como:

$$R_A = \frac{4d}{(2e^2 + \pi d(1 - e))k_s + (4 - 2e^2 - \pi d(1 - e))k_f} \quad (38)$$

$$R_B = \frac{(e - 2d)^2}{(e - 2d)e^2k_s + (2e - 4d - (e - 2d)e^2)k_f} \quad (39)$$

$$R_C = \frac{(\sqrt{2} - 2e)^2}{2\pi d^2(1 - 2e\sqrt{2})k_s + 2(\sqrt{2} - 2e - \pi d^2(1 - 2e\sqrt{2}))k_f} \quad (40)$$

$$R_D = \frac{2e}{e^2k_s + (4 - e^2)k_f} \quad (41)$$

onde d é dado por:

$$d = \left(\frac{\sqrt{2} \left(2 - \left(\frac{5}{8} \right) e^3 \sqrt{2} - 2\varepsilon \right)}{\pi(3 - 4e\sqrt{2} - e)} \right)^{1/2} \quad (42)$$

sendo e a razão da aresta do nó pela distância entre os nós. Os autores recomendaram um valor de $e = 0,339$ para obter o menor erro dos dados experimentais e os valores preditos. No entanto, Dai *et al.* (2010) propôs uma modificação no modelo de Boomsma-Palikakos visto que a mesma apresentava erros no desenvolvimento e apresentação dos dados (sendo o erro confirmado e corrigido por Boomsma e Palikakos (2011). Desse modo, foram alterados R_C e d como:

$$R_C = \frac{2(\sqrt{2} - 2e)}{\sqrt{2}\pi d^2 k_s + 2(2 - \sqrt{2}\pi d^2)k_f} \quad (43)$$

$$d = \left(\frac{\sqrt{2} \left(2 - \left(\frac{3}{4} \right) e^3 \sqrt{2} - 2\varepsilon \right)}{\pi(3 - 2e\sqrt{2} - e)} \right)^{1/2} \quad (44)$$

sendo o melhor ajuste obtido para $e = 0,198$.

Yang *et al.* (2014) propuseram uma célula tetradecaédrica com ligamentos de seção transversal quadrada, sendo que a seção transversal do ligamento varia o tamanho entre as duas extremidades (modelo mais realista em termos geométricos que os anteriores). A condutividade térmica efetiva é dada por:

$$k_e = \frac{(1 - \varepsilon)k_s}{\left(1 - e + \frac{3e}{2\alpha} \right) \left(3(1 - e) + \frac{3}{2}\alpha e \right)} + k_f \varepsilon \quad (45)$$

onde α é o quadrado da razão entre as arestas das extremidades do ligamento pela aresta do centro do ligamento; e é a razão da aresta da extremidade do ligamento pelo comprimento do ligamento. Assumindo valores de $\alpha = 1,5$ e $e = 0,3$ o modelo retornou valores próximos aos experimentais obtidos pelos autores.

Yao, Wu e Liu (2015) desenvolveram um modelo baseando-se em uma geometria ainda mais realista que os trabalhos anteriores. Eles utilizaram uma célula tetradecaédrica com nós de ligamentos circulares, porém o ligamento possui seção transversal que varia de acordo com a porosidade (conforme apresentado na Figura 11). Também foram considerados os efeitos de orientações dos ligamentos e o meio que preenche os vazios da célula (fase líquida). O modelo é dado por:

$$k_e = \left(\frac{\gamma}{k_A} + \frac{1 - 2\gamma}{k_B} + \frac{\gamma}{k_C} \right)^{-1} \quad (46)$$

onde k_A , k_B e k_C são definidos como:

$$k_A = \frac{5\sqrt{2}}{27} \pi \gamma (3 - 4\gamma) k_s + \left(1 - \frac{5\sqrt{2}}{27} \pi \gamma (3 - 4\gamma) \right) k_f \quad (47)$$

$$k_B = \frac{5\sqrt{2}}{27}\pi\gamma^2 k_s + \left(1 - \frac{10\sqrt{2}}{9}\pi\gamma^2\right) k_f \quad (48)$$

$$k_C = \frac{5\sqrt{2}}{27}\pi\gamma^2 k_s + \left(1 - \frac{5\sqrt{2}}{27}\pi\gamma^2\right) k_f \quad (49)$$

onde γ é a razão do raio do nó entre os ligamentos e o comprimento do ligamento que pode ser calculada por meio da porosidade por,

$$\varepsilon = 1 - \frac{5\sqrt{2}}{8}\pi\gamma^2(3 - 5\gamma) \quad (50)$$

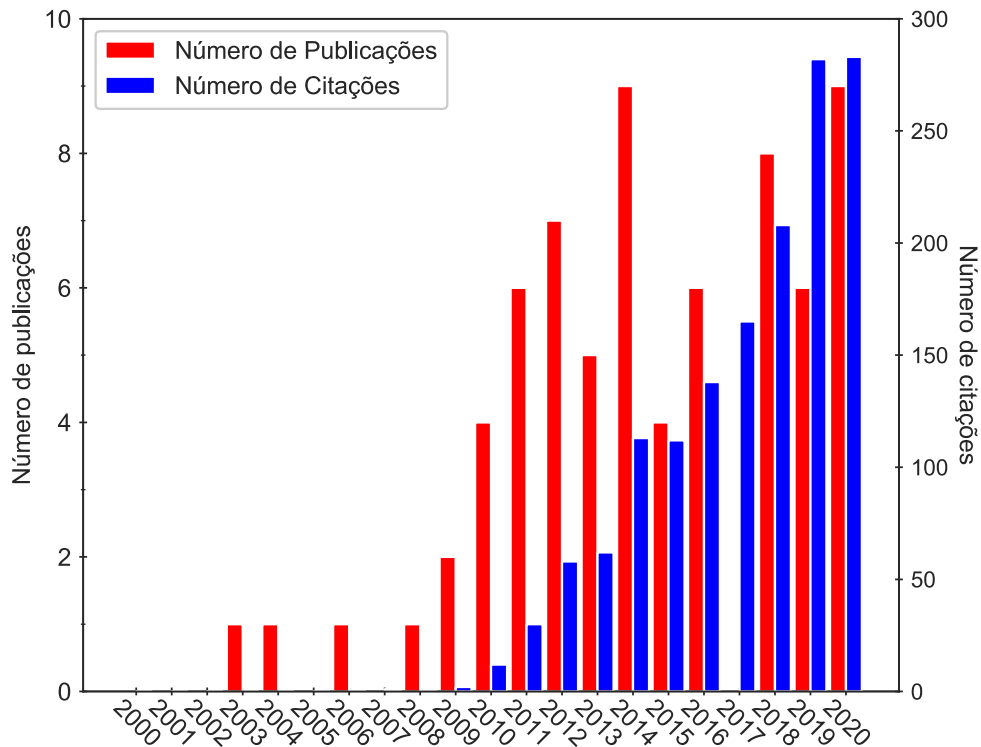
Quando comparada com os outros modelos da literatura, o modelo de Yao, Wu e Liu (2015) não possui parâmetro empírico vindo de dados experimentais. Para validar o modelo, os pesquisadores realizaram ensaios de condutividade térmica efetiva em espumas metálicas de cobre imersas em diversos meios (ar, água e parafina) e também compararam com demais dados experimentais da literatura. O modelo predisse os dados dentro de um desvio médio de 10%. Quando comparado com os outros modelos disponíveis, o modelo de Yao, Wu e Liu (2015) foi o que apresentou menor desvio de valores. Tal fato também foi relatado por Amani *et al.* (2018) que testaram modelos e os compararam com resultados experimentais e numéricos.

2.7 Ebulição em Piscina Utilizando Espumas Metálicas

O uso de espumas metálicas ou não metálicas (carbonos e grafite) vem sendo amplamente estudado na área de transferência de calor (ZHAO, 2012). A fim de obter mais informação sobre a sua utilização em sistemas que envolvem mudança de fase, mais precisamente ebulição em piscina, foi feita uma busca na base de dados do *Web of Science* pelos trabalhos publicados até o ano de 2020 que continham em seu título ou resumo as palavras relacionadas a ebulição em piscina e espumas metálicas, assim como a quantidade de citações que esses trabalhos receberam (Figura 16). O seguinte código foi usado na barra de busca avançada: ‘TS= (pool boiling AND met* foam*) OR TS= (pool boiling AND (carbon* foam* OR graph* foam*)) OR TS= (pool boiling AND (copper foam* OR nickel foam*))’; base de dados: todas as bases de dados; tipos de documentos: ‘Article OR Meeting OR Review OR

Letter’; sendo os resultados tratados posteriormente para excluir dados que não tinham relação com o tema. A partir da Figura 16 observa-se que os primeiros trabalhos foram nos anos 2000 e a maior quantidade de trabalhos publicados ocorreu na década atual, havendo um hiato no ano de 2017 que não impediu o crescimento do número de citações.

Figura 16. Quantidade de publicações e citações de artigos na base do *Web Of Science* que usaram espumas metálicas e não metálicas em ebulição em piscina.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Alguns dos principais trabalhos dentro deste tema são listados na Tabela 4 e resumidos a seguir. Importante destacar que estes relataram ebulição em piscina à pressão atmosférica e condições de saturação, *i.e.*, sem subresfriamento do fluido de trabalho.

Tabela 4. Resumo das características e condições da superfície de aquecimento e fluido de trabalho dos trabalhos revisados.

Referência	Tipo da espuma (superfície de aquecimento)	Espessura da espuma (δ)	ε	Fluido de trabalho
Athreya Mahajan e Sett (2002)	<i>Open cell</i> de alumínio com 5, 10, 20 e 40 PPI	0,23, 0,32, 0,635, 1,27, e 2.54 cm	89,9% - 98,1%	FC-72
Moghaddam Ohadi e Qi	<i>Open cell</i> de cobre com 30 e 80 PPI	3 mm	95% (30 PPI) e	Água e FC-72

Referência	Tipo da espuma (superfície de aquecimento)	Espessura da espuma (δ)	ϵ	Fluido de trabalho
(2003)			90% (80 PPI)	
El-Genk e Parker (2005)	Espuma de grafite	3 mm	60%	HFE-7100
Xu <i>et al.</i> (2008)	<i>Open cell</i> de cobre com 30, 60 e 90 PPI	2, 3, 4, e 5 mm	88% e 95%	Acetona
Yang, Ji e Xu (2010)	<i>Open cell</i> de cobre com 30, 60 e 90 PPI	1, 2, 3, 4, e 5 mm	88% e 95%	Água
Xu e Zhao (2013)	<i>Open cell</i> de cobre com aletas na forma trapezoidal com 100 e 130 PPI	2, 3, 4 e 6 mm; Os espaçamentos entre as aletas foram de 1 mm, 2 mm e 3 mm	95%	Água deionizada
Xu e Zhao (2014)	<i>Open cell</i> de cobre com 5, 60 e 100 PPI	7 mm	90%, 95% e 98%	Nanofluido aquoso de Al ₂ O ₃ e SiC em concentrações volumétricas de 0,01% - 1%
Xu e Zhao (2015)	<i>Open cell</i> de níquel em gradiente de poros formados por duas camadas (100 PPI ou 20 PPI com 5 PPI).	6-20 mm	98%	Água deionizada
Xu e Zhao (2016)	<i>Open cell</i> de Cu ou Ni e gradiente de poros em duas camadas (100 PPI e 5 PPI)	4-20 mm	98%	Água deionizada
Xu <i>et al.</i> (2018)	<i>Open cell</i> em gradiente de material (Cu e Ni) e gradiente de poros em duas camadas (20 PPI ou 40 PPI com 5 PPI).	8 mm (4 mm/4 mm)	98%	Água deionizada
Zhou <i>et al.</i> (2018)	<i>Open cell</i> de cobre com 10 e 50 PPI	15 mm	88% (10 PPI) e 78% (50 PPI)	Água deionizada e solução aquosa de n-butanol com concentração mássica de 6,0%
Doretta <i>et al.</i> (2018)	<i>Open cell</i> de alumínio com 5, 10 e 40 PPI	10 mm	92%	Água
Wong e Leong (2018)	Superfícies porosas fabricadas por SLM em liga de AlSi10Mg com	2,5 mm, 5 mm e 10 mm	70%	FC-72

Referência	Tipo da espuma (superfície de aquecimento)	Espessura da espuma (δ)	ε	Fluido de trabalho
	estruturas do tipo <i>octet-truss</i> com 40, 30 e 15 PPI			
Sadaghiani <i>et al.</i> (2018))	<i>Open cell</i> de grafeno obtido por deposição em superfície de níquel.	1,6 mm	> 95%	Água deionizada
Li, Wu e Ma (2019)	<i>Open cell</i> de cobre com 110 PPI e diferentes matrizes de furos	2 mm	98%	R141b
Shi <i>et al.</i> (2020)	<i>Open cell</i> de cobre com 50 PPI (com diferentes molhabilidades)	2 e 5 mm	-	Água destilada à 60°C

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Athreya, Mahajan e Sett (2002) realizaram um estudo com fluido dielétrico FC-72 utilizando como superfície de aquecimento as espumas metálicas de alumínio (Duocel[®] 6101-T6) de seção quadrada ($63,5 \times 63,5 \text{ mm}^2$) e espessuras (δ) de 2,3 mm; 3,2 mm; 6,35 mm; 12,7 mm e 25,4 mm, sendo estas soldadas a uma superfície plana. A porosidade (ε) das espumas também variaram entre 0,899 a 0,981. A quantidade de poros por polegada (PPI) das amostras foi de 5, 10, 20 e 40. Os autores testaram as superfícies em duas configurações: horizontal e vertical. Eles relataram que as primeiras bolhas iniciaram na junção da solda entre a espuma e a superfície plana e, conforme o fluxo de calor foi aumentando, as bolhas nas demais regiões da espuma começaram a surgir. Porém, mesmo em fluxos elevados apenas uma região da espuma participava da ebulição. O efeito da espessura teve impacto no início da ebulição, onde espessuras maiores tiveram menor histerese. Na condição vertical, espumas com alto PPI diminuíram o HTC em relação àquelas com baixo PPI devido ao aumento da resistência à passagem de bolhas entre os poros. Já na posição horizontal, espumas com baixos PPI inicialmente obtiveram resultados inferiores em comparação com as de alto PPI; porém, em altos fluxos de calor as mesmas obtiveram melhores resultados. Em relação ao CHF, este foi maior para baixos PPI (grandes células) devido a baixa resistência à passagem de bolhas, a qual facilita o desprendimento.

Moghaddam, Ohadi e Qi (2003) estudaram o efeito de espumas de cobre com 30 PPI ($\varepsilon = 95\%$) e 80 PPI ($\varepsilon = 90\%$) de seção quadrada de $10 \times 10 \text{ mm}^2$ e espessura fixa de 3 mm. Os fluidos de trabalho foram água e FC-72. Para os ensaios com água, apenas a espuma de 30

PPI apresentou aumento no HTC, chegando a 80% para baixos fluxos de calor e 55% para altos fluxos em relação à superfície plana. Segundo os autores, por mais que a espuma de 80 PPI tenha uma área superficial duas vezes maior ela também possui uma baixa permeabilidade (K) a qual faz com que a água encontre dificuldade de penetrar, formando assim uma resistência térmica. Porém, para o FC-72 que possui uma baixa tensão superficial (fluido molhante) foi relatado aumento no HTC em ambas as superfícies, sendo o maior aumento (350%) para a espuma de 80 PPI para baixos fluxos e 40% para altos fluxos de calor.

El-Genk e Parker (2005) utilizaram espuma porosa de grafite com porosidade de 60% sendo 95% dos poros interconectados. A espuma foi colocada sobre uma superfície de cobre lisa ($10 \times 10 \text{ mm}^2$) por meio de uma fina camada de epóxi de alta condutividade térmica. Os pesquisadores utilizaram o fluido dielétrico HFE-7100 para conduzir os experimentos. Para o HTC, houve uma redução de até 9 K no superaquecimento (ΔT_{sat}), aumentando o HTC, para o fluxo de calor de 200 kW/m^2 além da ausência da histerese do fluido no início da ebulição nucleada. O CHF aumentou 40% com um superaquecimento 25% inferior ao da superfície lisa. Segundo os autores, a superfície porosa aprisiona uma grande quantidade de gases, mesmo quando vácuo é aplicado antes dos ensaios, o que faz com que o início da ebulição nucleada (*onset nucleate boiling*, ONB) ocorra em baixos superaquecimentos. Além disso, a superfície possui sítios de nucleação e poros interconectados, facilitando o resfriamento de regiões mais quentes.

Xu *et al.* (2008) optaram por usar espumas metálicas de cobre com 30, 60 e 90 PPI e espessuras que variaram de 2 mm a 5 mm. A espuma foi aderida a uma superfície plana de cobre ($12 \times 12 \text{ mm}^2$) por meio do processo de solda branda, *i.e.*, estanho foi fundido e uma fina camada (0,1 mm) foi depositada entre as duas peças. O fluido de trabalho utilizado foi acetona. Os pesquisadores encontraram uma melhora no HTC e CHF, sendo a superfície com 30 PPI e 3 mm de espessura a que apresentou o melhor HTC e aumento de 100% no CHF. O aumento tanto do HTC quanto do CHF foi devido à combinação de efeitos que as espumas promovem. Primeiro o aumento da área superficial, seguido do aumento na densidade de sítios ativos e por fim, a capilaridade que permite o fluido resfriar as regiões internas da superfície.

Yang, Ji e Xu (2010) utilizaram a mesma metodologia e superfícies de Xu *et al.* (2008); no entanto, trocaram o fluido de trabalho para água. O efeito combinado da variação da espessura com a variação da densidade de poros influenciou na transferência de calor. O aumento no HTC foi na ordem de três vezes maior que o HTC para superfície plana. O valor ótimo da espessura diminuiu com o aumento do PPI da espuma, sendo o maior aumento

para a espuma de 60 PPI com 4 mm de espessura. Espumas com pequenos poros (alto PPI) possuem maior densidade de área e sítios de nucleação, porém também possuem resistência à partida da bolha.

Xu e Zhao (2013) estudaram espumas de cobre em formas de aletas trapezoidais com 100 PPI e 130 PPI em uma única porosidade, $\varepsilon = 95\%$. A espuma foi aderida a uma superfície plana de cobre ($25 \times 25 \text{ mm}^2$) por meio do processo de solda branda. Os autores variaram a espessura da aleta (2-6 mm) e o espaçamento entre as aletas (1-3 mm). O fluido de trabalho utilizado foi água deionizada pura. Os resultados mostraram que a espessura da espuma e o espaçamento das aletas influenciam no desempenho da ebulição. Quanto maior a espessura da amostra, maior a resistência para saída da bolha da estrutura porosa, porém com o uso das aletas (cortes feitos na espuma) as bolhas encontraram regiões de escape com maior facilidade, aumentando o HTC. À medida que o espaçamento das aletas aumentou, a vazão de bolhas também aumentou, melhorando a entrada de líquido na estrutura porosa. Para a espuma de 100 PPI, a melhor configuração foi com a espessura de 6 mm, com 3 aletas e espaçamento de 3 mm entre elas. Já para 130 PPI, duas espessuras apresentaram bons resultados: 4 mm, até 950 kW/m^2 e após este valor, o HTC degradou devido a resistência à saída de bolhas tornar-se o efeito dominante; 2 mm apresentou um menor HTC, porém, após o fluxo de 950 kW/m^2 , existe um balanço de efeitos a qual torna essa configuração melhor que as demais.

Xu e Zhao (2014) estudaram espumas de cobre de 5, 60 e 100 PPI com espessura fixa em 7 mm e porosidades de 0,9; 0,95 e 0,98. Como fluido de trabalho foram utilizados nanofluidos consistindo de Al_2O_3 e SiC em dois diâmetros diferentes, 20 nm e 50 nm, e em concentrações volumétricas de 0,01%, 0,1%, 0,5% e 1%. Os autores relataram que as nanopartículas dispersas se depositaram em uma fina camada sobre a espuma e contribuíram para o aumento da área superficial e também para a capilaridade; no entanto, em alguns casos a camada de nanopartículas aumentou a resistência térmica e diminuiu o HTC. A espuma de 5 PPI e porosidade de 90% foi a que apresentou melhor resultado, com nanofluido de alumina (50 nm e 0,1%). Conforme a porosidade da espuma aumentou o desempenho da transferência de calor diminuiu. Para as espumas com densidade de poros maiores, o HTC deteriorou.

Xu e Zhao (2015) utilizaram espumas de cobre e níquel de 5, 20 e 100 PPI ($\varepsilon = 98\%$) para construir uma superfície gradiente, na qual a espuma de maior densidade fica na parte inferior, aderida à superfície plana, enquanto a espuma de menor densidade fica na parte superior. A superfície gradiente de níquel com 20 PPI/5 PPI aumentou notavelmente o HTC. Como fluido de trabalho foi escolhido a água deionizada. Eles variaram a espessura de cada camada a fim de obter uma melhor configuração. Segundo os autores, a camada superior de 5

PPI possui poros interconectados maiores os quais aumentam o tempo de crescimento da bolha dentro da espuma. Eles relataram também que o HTC aumenta conforme a espessura da camada inferior aumenta. Para a espuma com gradiente 100 PPI/5 PPI houve um grande aumento no HTC e novamente o aumento foi maior para espessuras maiores, porém até o fluxo de 750 kW/m^2 . Após esse fluxo a quantidade de bolhas e o volume delas aumentou e a resistência devido aos pequenos poros sobrepôs o efeito de aumento da área superficial e sítios de nucleação.

Xu e Zhao (2016) novamente estudaram espumas de cobre e níquel de 5, 20 e 100 PPI ($\epsilon = 98\%$) para construir uma superfície gradiente, onde a espuma de maior densidade ficou na parte inferior, aderida à superfície plana, enquanto a espuma de menor densidade ficou na parte superior. Porém, aqui eles combinaram os materiais Cu/Ni para formar um gradiente de materiais além do gradiente de densidade de poros. Para fluxos de calor até 900 kW/m^2 , eles relataram que a junção das espumas de cobre e níquel no gradiente Cu-100PPI-4 mm/Ni-5PPI-6 mm tiveram resultados melhores que a espuma níquel-níquel com mesmas dimensões e densidades. No entanto o melhor resultado para fluxos acima de 800 kW/m^2 foi para a espuma de Ni-5PPI-6 mm sem gradiente. Os autores relataram que a alta condutividade do cobre na primeira camada ajuda na nucleação de bolhas para baixos e médios fluxos de calor, porém conforme a aglomeração de bolhas aumenta o desempenho diminui. Além disso, a espuma de níquel sem gradiente teve melhor desempenho mesmo com condutividade térmica inferior à de cobre para altos fluxos devido a aglomeração de bolhas, a qual é muito menor que da espuma de cobre.

Xu *et al.* (2018) utilizaram espumas gradientes (Cu/Ni e Ni/Cu) com diferentes densidades de poros, com espessura total de 8 mm em todos os casos. A porosidade também foi mantida constante em 98%. Como fluido de trabalho foi utilizado novamente a água deionizada, porém o fluxo máximo de calor foi de 500 kW/m^2 . As superfícies com Ni na parte inferior do gradiente tiveram melhor desempenho em relação as que iniciaram com Cu. O HTC aumentou conforme a densidade de poros da parte inferior aumentou. No entanto, a espuma de cobre de 8 mm (20 PPI) sem gradiente teve melhor desempenho em todos os fluxos de calor em relação as espumas com gradiente. Os autores atribuíram o efeito à condutividade térmica efetiva da espuma de cobre, além da resistência da saída de bolhas ser menor. Portanto, comparando o resultado do atual parágrafo com o do anterior, conclui-se que a espuma de cobre tem desempenho superior na região de baixos e médios fluxos de calor enquanto a espuma de níquel tem desempenho melhor em altos fluxos de calor.

Zhou *et al.* (2018) investigaram o efeito de espumas de cobre com 10 PPI ($\varepsilon = 88\%$), 50 PPI ($\varepsilon = 78\%$) e 110 PPI ($\varepsilon = 51\%$) em uma placa plana de cobre ($43 \times 43 \text{ mm}^2$) com espessura fixa de 15 mm. Como fluido de trabalho, os autores utilizaram água deionizada e solução aquosa de n-butanol com concentração mássica de 6%. O uso da espuma aumentou a transferência de calor, e a performance aumentou quando a densidade de poros aumentou (10 - 50 PPI) tanto para os ensaios com água quanto para a solução de n-butanol. Porém, a água deionizada pura obteve melhores resultados para baixos e médios fluxos de calor, enquanto a solução de n-butanol apresentou melhor desempenho para altos fluxos de calor devido a diminuição da tensão superficial no fluido, o que reduz o diâmetro de partida da bolha e ajuda a mesma a ser mover pela estrutura porosa, especialmente para espumas com alta densidade de poros.

Doretta *et al.* (2018) estudaram o efeito da espumas de alumínio com 5, 10 e 40 PPI ($\varepsilon = 92\%$) e espessura fixa de 10 mm as quais foram soldadas em uma superfície lisa de alumínio ($27,2 \times 27,2 \text{ mm}^2$). Em todas as condições testadas houve aumento no HTC, sendo o melhor desempenho em baixos e médios fluxos de calor para a espuma com 40 PPI. Em altos fluxos de calor a espuma de 5 PPI iguala o desempenho da anterior e apresenta uma tendência de atingir maiores coeficientes. Os autores relataram que a espuma com maior densidade de poros tem maior capilaridade e isso ajuda na performance para fluxos baixos e médios, porém para fluxos altos a resistência à saída de bolhas entre os poros acaba prejudicando o desempenho; logo, a espuma de 5 PPI é capaz de ter melhor performance em altos fluxos de calor.

Wong e Leong (2018) fabricaram superfícies porosas pelo método de manufatura aditiva (impressão 3D) aplicando a técnica de fusão seletiva a laser (*selective laser melting*, SLM) em liga de AlSi10Mg. Foram feitas estruturas do tipo treliça octeto (*octet-truss*) com tamanhos de células de 2 mm (40 PPI), 3 mm (30 PPI) e 5 mm (15 PPI) em uma porosidade fixa de 0,7 e espessuras de 2,5 mm, 5 mm e 10 mm. Como fluido de trabalho foi utilizado o FC-72. Uma superfície plana de cobre ($10 \times 10 \text{ mm}^2$) foi utilizada como substrato das superfícies porosas, as quais foram aderidas por meio de uma resina epóxi de alta condutividade térmica (Omegabond-2000). O HTC foi maior quando comparado ao da superfície plana para todas as condições testadas, sendo a melhor performance para a superfície com tamanho de célula de 3 mm (30 PPI) e espessura de 5 mm. Os autores relataram que a grande área superficial em conjunto com a capilaridade é um dos parâmetros que contribuem para o aumento do HTC, principalmente para baixos fluxos de calor. No entanto, para altos fluxos de calor o efeito da capilaridade e área superficial é prejudicado devido à grande formação e coalescência de bolhas dentro das células. No CHF, novamente todas superfícies tiveram melhor de-

sempenho em relação à superfície plana, sendo a com melhor desempenho a superfície com célula de 5 mm (15 PPI) e espessura de 5 mm atingindo um $q'' = 1070 \text{ kW/m}^2$.

Sadaghiani *et al.* (2018) conduziram ensaios em espumas de grafeno feitas a partir do processo de CVD em uma espuma de níquel (precursor). As fibras das espumas foram feitas com diversas espessuras de camadas depositadas: 8 nm, 13 nm, 29 nm e 55 nm e porosidade $> 95\%$. A espessura da espuma foi fixada em 1,6 mm. Como fluido de trabalho os autores utilizaram água deionizada. Em baixos fluxos de calor ($\approx 30 \text{ kW/m}^2$) as espumas apresentaram resultados melhores que a superfície plana, e o melhor resultado foi para a fibra com maior espessura. Os autores relacionaram esse efeito a alta condutividade térmica do grafeno. Somado a isso, a espuma diminui o tempo de espera para o surgimento de outras bolhas (*waiting time*) e o diâmetro de partida da bolha, fazendo com que a superfície seja resfriada mais rapidamente. Para fluxos de calor maiores, o HTC aumentou com a diminuição da espessura da fibra até 13 nm, pois a fibra de 8 nm aprisionou as bolhas e deteriorou o HTC. Um outro fator atribuído à região de ebulição completamente desenvolvida foi a formação de colunas de vapor dentro da estrutura porosa. Conforme o fluxo de calor aumentou as bolhas formaram colunas de vapor dentro das células o que também influenciou o HTC.

Li, Wu e Ma (2019) estudaram espumas de cobre com características fixas em 2 mm de espessura, 110 PPI e $\varepsilon = 98\%$ em ebulição de R141b na faixa de fluxo de 0 à 250 kW/m^2 . As espumas foram aderidas em uma superfície plana de cobre ($10 \times 10 \text{ mm}^2$) por meio do uso de fios de aço inoxidável que pressionaram as espumas contra a superfície plana. Os autores estudaram o efeito de uma matriz de furos circulares feitos no interior da espuma. Primeiramente, os resultados mostraram que a espuma sem a matriz de furos aumentou o HTC para fluxos até 180 kW/m^2 , porém o HTC diminuiu para fluxos maiores em relação à superfície plana. No entanto, o HTC aumentou para todas as espumas com furos, tendo cada tipo de matriz um resultado diferente. Matrizes com maior quantidade de furos e furos de maiores diâmetros reduzem a resistência à saída de bolha de vapor em altos fluxos de calor, melhorando o HTC; porém, furos muito grandes reduzem a área de transferência de calor assim como a capilaridade, que ajuda na entrada de líquido para o interior da espuma de cobre.

Shi *et al.* (2020) investigaram a mudança da molhabilidade da espuma de cobre (50 PPI) na ebulição de água subresfriada ($T_f = 60 \text{ }^\circ\text{C}$). As espumas foram testadas em duas espessuras: 2 e 5 mm. A molhabilidade foi alterada através de oxidação em soluções de $\text{K}_2\text{S}_2\text{O}_8$ e KOH e modificação química por meio da imersão em solução de perfluorodeciltrióxissilano (PFTS). Dois tipos de superfícies foram obtidos: uma superhidrofóbica ($\theta = 149^\circ$) e outra superhidrofílica ($\theta \approx 0^\circ$). Em todos os casos a espuma superhidrofílica apresentou melhor

desempenho em relação as demais (superhidrofóbica, original e plana) principalmente para fluxos de calor médios e altos ($q'' > 200 \text{ kW/m}^2$). Quando se comparou as diferentes espessuras, a espuma com menor espessura obteve melhor desempenho. Os pesquisadores relataram que a espuma hidrofílica melhora a sucção de líquido para o interior da espuma e também facilita no desprendimento da bolha de vapor da estrutura. No entanto, quando a espessura aumenta, as bolhas ficam retidas no interior da espuma, diminuindo o HTC.

2.8 Resumo da revisão bibliográfica sobre as espumas metálicas e seu uso na ebulição em piscina

Até o momento foi apresentado que as espumas metálicas possuem uma gama de aplicação na área de engenharias, sendo a espuma metálica de célula aberta de grande uso na área de transferência de calor pois permite o escoamento de fluido em seu interior e possui uma grande área superficial. A fabricação desse tipo de espuma normalmente é realizada pelo método de deposição de metal em um precursor de polímero. As espumas são comercialmente vendidas em função das suas propriedades que são mais facilmente obtidas: densidade de poros (em polegadas, PPI) e porosidade, além do material e espessura. As demais propriedades estruturais das espumas, tais como diâmetro do poro, diâmetro ou espessura da fibra, largura dos ligamentos e área superficial, além das propriedades hidrodinâmicas como a permeabilidade e propriedades termofísicas como a condutividade térmica efetiva, podem ser obtidas por meio de modelos de predição ou por análise de imagem de microtomografia computadorizada. Os modelos de predição das propriedades estruturais das espumas metálicas de célula aberta partem da simplificação da espuma para conjuntos de células unitárias repetitivas. A célula unitária por sua vez é simplificada em uma célula cúbica ou então um poliedro (dodecaedro ou tetradecaedro). A partir do conhecimento simplificado da geometria da célula unitária é possível usar modelos para calcular as dimensões dos poros, fibras, ligamentos e área superficial. Por outro lado, as propriedades podem ser mais precisamente obtidas se uma microtomografia for feita na espuma. A partir de imagens da microtomografia é possível montar e analisar a imagem virtualmente em softwares específicos, que calculam as propriedades estruturais da espuma. Para as propriedades hidrodinâmicas, esse tipo de abordagem é mais difícil, logo os modelos disponíveis são baseados em modelos empíricos. Por fim, para condutividade térmica efetiva, muitos dos modelos mesclam a análise analítica da condução de calor em uma célula unitária com um fator empírico para ajuste dos dados, exceto para o modelo de Yao,

Wu e Liu (2015) que realiza uma análise puramente analítica em uma célula tetradecaédrica com nós de ligamentos circulares.

Em seguida, foram apresentados os trabalhos que utilizaram as espumas de célula aberta em ebulição em piscina com diversos fluidos. A partir dos trabalhos estudados na seção 2.7 foi possível identificar as principais características da ebulição nucleada em piscina em superfícies porosas, principalmente as espumas metálicas.

O primeiro item é o aumento da área superficial. Espumas metálicas ou não metálicas possuem uma grande densidade de área que faz com que aumente a linha de contato do líquido e o calor seja dissipado de forma mais rápida. Porém, existe um limite para a espessura da espuma (δ) visto que as fibras agem de forma semelhante a uma aleta, logo nem toda região da espuma pode estar participando efetivamente do fenômeno de ebulição.

Em seguida, e relacionada ao aumento da área superficial, é a espessura da espuma. Espumas espessas ajudam na dissipação de calor nos primeiros fluxos de calor - fluxos baixos onde ocorre início da nucleação e o surgimento de bolhas isoladas; porém, sua eficiência diminui com o aumento do fluxo de calor, pois espumas espessas também podem servir de barreira para a passagem das bolhas de vapor e entrada de líquido para o resfriamento da base da superfície.

Relacionado a ambos os efeitos já listados está a densidade de poros (PPI). Uma superfície com baixo PPI possui células e poros maiores, sendo recomendada para altos fluxos de calor devido a alta permeabilidade. Porém, a área superficial de espumas com baixo PPI é pequena e para baixos fluxos de calor não são recomendadas.

A densidade de poros influencia na capilaridade da espuma. Pequenos poros (alto PPI) possuem maior capilaridade. A capilaridade ajuda principalmente em regiões próximas ao *dryout* da superfície, evitando a crise de ebulição. Porém espumas com pequenos poros também possuem alta resistência a saída de bolhas, tendo que existir um balanço entre PPI e δ para obter a melhor performance na transferência de calor por ebulição.

O fluido de trabalho também é um elemento importante visto que a molhabilidade ajuda o fluido a penetrar com mais facilidade nos poros e atingir resultados melhores. Portanto, uso de fluidos molhantes ou fluidos não molhantes com adição de surfactantes (ou modificação da molhabilidade superficial por meio de oxidação) é aconselhado. Ainda existem poucos estudos utilizando espumas metálicas com fluidos dielétricos, principalmente o HFE-7100, como fluido de trabalho. Assim, mais estudos comparativos podem ser realizados a fim de estabelecer diretrizes básicas de projeto para novas tecnologias de superfície com alta capacidade de remoção de calor.

Por fim, a porosidade não mostrou ter um efeito determinante dentro da faixa estudada nos trabalhos citados, sendo as porosidades maiores que 80% as mais utilizadas (Tabela 4).

2.9 Modelos de predição do coeficiente de transferência de calor em ebulição em piscina com superfícies planas

Os modelos para coeficiente de transferência de calor são úteis por dois motivos. Primeiro, eles ajudam a entender os mecanismos/fenômenos físicos que agem sobre o processo de ebulição. Segundo, o projeto de equipamentos e sistemas térmicos requer, principalmente, a avaliação do coeficiente de transferência de calor. Para tal, modelos de predição foram criados no decorrer dos anos. Os modelos são em sua maioria para o regime de ebulição nucleada e representam parcialmente o fenômeno físico, pois alguns parâmetros relevantes são desconsiderados a fim de simplificar a análise (KIYOMURA, 2016).

Duas abordagens são comumente usadas: uma é baseada na modelagem do fenômeno através do modelo do fluxo de calor particionado (GERARDI *et al.*, 2010), enquanto a outra é baseada no desenvolvimento de correlações empíricas, semiempíricas ou baseadas em propriedades reduzidas por meio de ajuste de dados experimentais (RIBATSKI, 2002). Segundo Wu, Cao, Sundén (2019), ambos os modelos conseguem prever o HTC, principalmente para superfícies planas, *i.e.*, sem modificações superficiais além da rugosidade, embora às vezes falhem em prever certo conjunto de dados.

2.9.1 Modelo do fluxo de calor particionado

O modelo do fluxo de calor particionado, também chamado de *RPI model*, é baseado na divisão do fluxo de calor dissipado por cada mecanismo separadamente. O primeiro a desenvolver a técnica foi Bowring (1962) visando a aplicação em ebulição convectiva, mas que também se aplica à ebulição em piscina (GERARDI *et al.*, 2010).

Geralmente, a ebulição nucleada é atribuída a três diferentes mecanismos: (1) convecção nas regiões onde não há sítios de nucleação (q_c''); (2) evaporação da microcamada que ocorre durante o crescimento da bolha (termo relacionado ao calor latente de evaporação, q_e''); e (3) o transiente de calor devido à reconstrução da camada limite térmica sobre a superfície logo após a partida da bolha de vapor (q_t''). Dessa maneira, o fluxo total transferido para o fluido durante a ebulição é dado pela soma:

$$q''_{\text{tot}} = q''_c + q''_e + q''_t \quad (51)$$

Onde é necessário o conhecimento do diâmetro de partida da bolha de vapor (D_d), frequência de partida (f_p), tempo de espera para surgimento da bolha (t_w) e a quantidade de sítios de nucleação (N) para o cálculo ds parcelas:

$$q''_c = \left(1 - \frac{\pi}{4A} \sum_{i=1}^N D_{d,i}^2 \right) h_c \Delta T_{\text{sat}} \quad (52)$$

$$q''_e = \frac{\pi}{6A} \rho_v h_{lv} \sum_{i=1}^N (f_{p,i} \cdot D_{d,i}^3) \quad (53)$$

$$q''_t = \frac{2\pi k_l \Delta T_{\text{sat}}}{A \sqrt{\pi \alpha_l}} \sum_{i=1}^N (\sqrt{t_w} \cdot f_{p,i} \cdot D_{d,i}^2) \quad (54)$$

Tais parâmetros são difíceis de serem obtidos em superfícies extensas com diversos sítios de nucleação. Alguns autores, tais como Thiagarajan *et al.* (2015) e Cao *et al.* (2019) mediram os parâmetros por meio de câmera de alta velocidade em fluxos de calor baixos, onde apenas alguns sítios de nucleação surgiram e, a partir desses valores, extrapolaram por meio de modelos para fluxos maiores. Porém, um dos problemas de se usar tal artifício e até mesmo usar o modelo de fluxo de calor particionado é que ele não considera as interações entre as bolhas de vapor, sendo um modelo válido apenas na região de ebulição nucleada com bolhas isoladas (CAO; WU; SUNDÉN, 2019).

2.9.2 Modelo semiempírico

Segundo Ribatski (2002) esse tipo de modelo baseia-se em fenômenos físicos a partir da experiência do autor. O modelo mais aceito e desenvolvido nessa linha é a correlação de Rohsenow (1952). Ele considera os mecanismos de transferência de calor por ebulição nucleada livre como um transporte convectivo de calor da superfície aquecida para o líquido adjacente cujo movimento é causado pelo crescimento e partida das bolhas de vapor (CARDOSO, 2010). Desta forma, Rohsenow (1952) propôs o cálculo do número de Nusselt, Nu , através do

número de Reynolds referente à bolha de vapor, Re_b , e o número de Prandtl do líquido, Pr_l , de forma análoga ao caso da convecção forçada monofásica:

$$Nu = C_1 \cdot Re_b^m \cdot Pr_l^n \quad (55)$$

onde o número de Reynolds da bolha de vapor é obtido por meio de

$$Re_b \propto \frac{\rho_v U_b L_c}{\mu_l} \propto \frac{\rho_v \left(\frac{q''}{\rho_v h_{lv}} \right) L_c}{\mu_l} \propto \frac{q'' L_c}{\mu_l h_{lv}} \quad (56)$$

ou,

$$Re_b = C_2 \frac{q'' L_c}{\mu_l h_{lv}} \quad (57)$$

na qual L_c é o comprimento capilar dado por,

$$L_c = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (58)$$

Sabendo que o número de Stanton é igual a

$$St_b = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (59)$$

Logo,

$$St_b = \frac{C_3 \cdot h_{lv}}{c_{p,l} \Delta T_{sat}} \quad (60)$$

Portanto, inserindo a Eq. (55) na Eq. (59) temos:

$$\frac{c_{p,l} \Delta T_{sat}}{h_{lv}} = C_{sf} \left(\frac{q''}{\mu_l h_{lv}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right)^r Pr_l^s \quad (61)$$

Os valores de r e s foram correlacionados experimentalmente, obtendo-se $s = 1$ e $r = 1/3$ para água; e $s = 1,7$ e $r = 1/3$ para demais fluidos; μ_l , h_{lv} , e $c_{p,l}$ representam, respectivamente, a viscosidade do líquido (kg/m·s), o calor latente de vaporização (J/kg) e o calor específico do líquido (J/kg·K) obtidos à pressão atmosférica. C_{sf} é função da combinação fluido/superfície. O coeficiente varia conforme o material e acabamento da superfície de aquecimento e a molhabilidade do fluido de trabalho. Vachon, Nix e Tanger (1968) e Pioro (1999) fizeram a regressão de várias curvas de ebulição com diferentes combinações fluido/superfície a fim de encontrar esses valores mais precisos. Li, Chen e Liu (2014) propuseram uma equação para que o coeficiente fosse calculado em função do ângulo de contato estático (θ), rugosidade média (Ra) e propriedades termofísicas do fluido e da superfície. Em geral, o aumento da rugosidade causa uma redução no C_{sf} , que resulta na elevação do HTC.

2.9.3 Modelo empírico

Esses modelos são baseados na análise dimensional associada ao teorema de Pi de Buckingham (π), e tentam descrever o fenômeno físico a partir da escolha de n números adimensionais independentes que representem o parâmetro dependente. A partir de uma regressão de vários conjuntos de dados os coeficientes de cada adimensional é obtido e o modelo pode ser válido para demais aplicações. Uma correlação clássica baseada neste método é a de Stephan e Abdelsalam (1980). Os autores desenvolveram quatro diferentes modelos através da regressão de dados experimentais para a determinação do HTC, sendo que cada correlação corresponde a uma classe/tipo de fluido de trabalho (água, hidrocarbonetos, fluidos criogênicos e fluidos refrigerantes). Segundo os autores, os dados experimentais puderam ser melhor equacionados subdividindo-os em grupos de fluidos utilizados. Porém, uma correlação geral envolvendo todos os dados também foi construída (com um erro absoluto médio de 22,3%), como segue:

$$\frac{hD_d}{k_l} = 0,23 \left(\frac{q'' D_d}{k_l T_{sat}} \right)^{0,674} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,297} \left(\frac{h_{lv} D_d^2}{\alpha_l^2} \right)^{0,371} \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{-1,73} \left(\frac{\alpha_l^2 \rho_l}{\sigma D_d} \right)^{0,35} \quad (62)$$

onde D_d é o diâmetro de partida da bolha dado pelo modelo de Fritz (1935),

$$D_d = 0,0209\theta L_c \quad (63)$$

Para fluidos refrigerantes um outro modelo foi obtido por Stephan e Abdelsalam (1980), o qual é descrito por::

$$\text{Nu} = \frac{hD_d}{k_l} = 207 \left(\frac{q'' D_d}{k_l T_{\text{sat}}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} \text{Pr}_l^{0,533} \quad (64)$$

com um erro absoluto médio de 10,5%.

Após a regressão dos dados, os autores aconselharam inserir a multiplicação devido a proporcionalidade do HTC com a rugosidade R_p (em μm). Portanto, ao final do cálculo, o HTC deve ser multiplicado pelo fator $R_p^{0.133}$.

2.9.4 Modelos baseados em propriedades reduzidas

São modelos em função das propriedades termodinâmicas reduzidas, tais como pressão reduzida, p_r , e temperatura reduzida, T_r . Parâmetros adicionais, como peso molar do fluido, M , e rugosidade superficial podem ser adicionados para incorporar o modelo (RIBATSKI, 2002). Nesse tipo de modelo a adimensionalidade dos parâmetros podem não ser respeitadas, tendo que respeitar a unidades utilizadas para o levantamento do modelo.

O modelo de Cooper (1984) é um dos mais conhecidos. O autor propôs uma correlação para a ebulição nucleada considerando a rugosidade da superfície aquecida (R_p em μm), a pressão reduzida do líquido, a massa molecular do fluido, M , em kg/kmol, o fluxo de calor, q'' , em W/m^2 . O modelo, que independe do formato da superfície, é

$$h = 55p_r^{0,12-0,2\log R_p} (-\log p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q''^{0,67} \quad (65)$$

Usando método semelhante, Ribatski e Jabardo (2003) desenvolveram um modelo para predição do HTC para aplicações frigoríficas. Eles obtiveram dados experimentais para os fluidos refrigerantes R-11, R-123, R-134a, R-22 e R-12 no regime de ebulição nucleada, sobre superfícies cilíndricas de latão, cobre e aço inoxidável. Após o tratamento estatístico dos dados experimentais e obtenção dos coeficientes por regressão linear, os autores propuse-

ram uma correlação simplificada para o cálculo do HTC, que apresenta formato semelhante a correlação de Cooper (1984), dada por

$$h = f_w R_a^{0,2} p_r^{0,45} (-\log p_r)^{-0,8} M^{-0,5} q''^m \quad (66)$$

sendo $m = 0,9 - 0,3p_r^{0,2}$ e f_w é o parâmetro associado ao efeito do material da superfície dado pela Tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetro f_w para uso no modelo de Ribatski e Jabardo (2003).

Material	f_w
Cobre	100
Latão	110
Aço Inoxidável	85

Fonte: Ribatski e Jabardo (2003).

Os modelos e correlações para predição do coeficiente de transferência de calor apresentados até o momento foram reunidos e apresentado na Tabela 6.

Tabela 6 – Resumo dos modelos de predição do coeficiente de transferência de calor com superfícies planas.

Autor(es)	Técnica de modelagem	Correlação	Eq.
		$q''_{\text{tot}} = q''_c + q''_e + q''_t$	(51)
Bowring (1962)	Fluxo de calor particionado	$q''_c = \left(1 - \frac{\pi}{4A} \sum_{i=1}^N D_{d,i}^2\right) h_c \Delta T_{\text{sat}}$	(52)
		$q''_e = \frac{\pi}{6A} \rho_v h_{lv} \sum_{i=1}^N (f_{p,i} \cdot D_{d,i}^3)$	(53)
		$q''_t = \frac{2\pi k_l \Delta T_{\text{sat}}}{A \sqrt{\pi \alpha_l}} \sum_{i=1}^N (\sqrt{t_w} \cdot f_{p,i} \cdot D_{d,i}^2)$	(54)
Rohsenow (1952)	Analogia a convecção forçada monofásica + fator empírico	$\frac{c_{p,l} \Delta T_{\text{sat}}}{h_{lv}} = C_{sf} \left(\frac{q''}{\mu_l h_{lv}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right)^r \text{Pr}_l^s$ $s = 1$ e $r = 1/3$ para água; $s = 1,7$ e $r = 1/3$ para demais fluidos;	(61)
Stephan e Abdelsalam (1980).	Análise dimensional	$\frac{h D_d}{k_l} = 0,23 \left(\frac{q'' D_d}{k_l T_{\text{sat}}} \right)^{0,674} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,297} \left(\frac{h_{lv} D_d^2}{\alpha_l^2} \right)^{0,371} \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{-1,73} \left(\frac{\alpha_l^2 \rho_l}{\sigma D_d} \right)^{0,35}$	(62)

Autor(es)	Técnica de modelagem	Correlação	Eq.
		$D_d = 0,0209\theta L_c$	(63)
Cooper (1984)	Propriedades reduzidas	$h = 55p_r^{0,12-0,2\log R_p}(-\log p_r)^{-0,55}M^{-0,5}q''^{0,67}$	(65)
Ribatski e Jabardo (2003)	Propriedades reduzidas	$h = f_w R_a^{0,2} p_r^{0,45} (-\log p_r)^{-0,8} M^{-0,5} q''^m$	(66)

2.10 Modelos de predição do coeficiente de transferência de calor em ebulição em piscina em superfícies modificadas

Os modelos apresentados anteriormente são baseados em ebulição em piscina com superfícies que podem variar de material e rugosidade, mas que não possuem modificações topográficas de maneira acentuada (aletas, gravuras, cavidades artificiais, poros, nanocamadas). Com o avanço do uso de superfícies modificadas na indústria, tais correlações precisam ser modificadas ou novos modelos, utilizando as técnicas anteriores, precisam ser levantados para o projeto de equipamentos que pretendem utilizar essas superfícies. Apresentaremos nas subseções seguintes algumas das correlações já propostas para esses tipos de superfície de aquecimento.

2.10.1 Modelos de predição para superfícies com microestruturas regulares

Teodori, Moita e Moreira (2014) propuseram dois modelos para prever o HTC em superfícies de silício com microcavidades quadradas estampadas de maneira uniforme, fabricadas por corrosão em plasma, onde a aresta, a , e profundidade da cavidade, h_R , foram mantidas constante ($a = 52 \mu\text{m}$; $h_R = 20 \mu\text{m}$) e a variável foi o espaçamento, S , entre as cavidades (304 a 1200 μm). O primeiro se baseou na correlação de Rohsenow (1952) – Eq. (61), focando em modificar o C_{sf} e mantendo os demais parâmetros nos valores propostos pela correlação original. Desta maneira, os autores propuseram

$$C_{sf} = a \cdot \ln\left(\frac{L_c}{S} \cdot \frac{A_{molhada}}{A_{plana}}\right) + b \quad (67)$$

onde os valores de a e b obtidos por meio de regressão de dados para quatro diferentes fluidos de trabalho são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Ajustes dos coeficientes da Eq. (67).

Fluido	a	b
HFE-7000	-0,0033	0,0115
FC-72	-0,0007	0,0047
Etanol	-0,0007	0,0028
Água	-0,0059	0,0200

Fonte: Teodori, Moita e Moreira (2014).

O segundo modelo foi baseado na análise dimensional por meio do teorema de Pi de Buckingham, semelhante ao feito por Stephan e Abdelsalam (1980). Quatro adimensionais foram selecionados e o seguinte modelo foi proposto:

$$\text{Nu} = \frac{hL_c}{k_l} = 24,105 \left(\frac{L_c}{S} \cdot \frac{A_{\text{molhada}}}{A_{\text{plana}}} \right)^{0,282} \left(\frac{q'' L_c}{k_l T_{\text{sat}}} \right)^{0,666} \left(\frac{h_{lv}}{c_{p,l} T_{\text{sat}}} \right)^{0,188} \quad (68)$$

onde o adimensional do lado esquerdo da Eq. (68) é o número de Nusselt que tem como comprimento característico o comprimento capilar, L_c ; o primeiro do lado direito leva em considerações as características da geométricas da superfície; e o segundo e terceiro são funções das propriedades termofísicas do fluido de trabalho e representam os mecanismos de transferência de calor envolvidos.

Ambos os modelos propostos foram capazes de prever o HTC dentro de uma faixa de erro de $\pm 30\%$. Além disso, são capazes de prever o HTC de fluidos com propriedades termofísicas significativamente diferentes.

Recentemente, Liang *et al.* (2020) também partiram da conhecida correlação de Rohsenow (1952), modificando-a para ajustar os dados obtidos durante a ebulição de água em superfície com microcavidades artificiais (*micro-pit*) com diferentes profundidades, h_p . O modelo é dado por

$$\frac{c_{p,l} \Delta T_{\text{sat}}}{h_{lv}} = C_{\text{sf}} \left(\frac{q''}{\mu_l h_{lv}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right)^{1/3} \text{Pr}_l^s \cdot q''^{0,089} h_p^{*0,101} \cdot 0,312 h_p^{*-0,025} \quad (69)$$

onde,

$$h_p^* = \frac{h_p}{L_c} \quad (70)$$

Os autores relataram um erro absoluto médio percentual de apenas 8,3%, porém resalta-se que apenas um tipo de fluido foi utilizado. Portanto, ao contrário do modelo anterior, esse modelo pode não ser válido para outros fluidos. Outro ponto a se destacar é que o modelo de Liang *et al.* (2020) não é um modelo dimensional como o original.

2.10.2 Modelos de predição para superfícies porosas

Segundo Lin e Kedzierski (2019), os modelos de predição para superfícies estruturadas não são diretamente aplicados às superfícies porosas devido a aleatoriedades da geometria do meio poroso, sendo mais difícil o desenvolvimento de modelos para esse tipo de superfície e, conseqüentemente, poucos estudos são encontrados na literatura.

Nishikawa e Ito (1982) desenvolveram um modelo de predição baseado nos dados de ebulição de fluidos R-11, R-113 e benzeno em pressão atmosférica sobre superfícies porosas. As superfícies foram fabricadas com partículas esféricas de cobre ou bronze sinterizadas, nas quais os diâmetros (d_{sp}) variaram de 100 a 1000 μm . A correlação utilizou a técnica dimensional, escolhendo os adimensionais que melhor representavam os dados e incorporando o efeito da porosidade da superfície, ε , que variou de 0,38 a 0,71; da espessura da camada de partículas sinterizadas, δ , que variou de 0,5 a 5 mm; o diâmetro das partículas e as propriedades termofísicas dos fluidos,

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot \delta}{k_e} = 1 \times 10^{-3} \left(\frac{\sigma^2 h_{lv}}{q''^2 \delta^2} \right)^{0.0284} \left(\frac{\delta}{d_{sp}} \right)^{0.560} \left(\frac{q'' d_{sp}}{\varepsilon h_{lv} \mu_v} \right)^{0.593} \left(\frac{k_e}{k_l} \right)^{-0.708} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1.67} \quad (71)$$

na qual, o lado esquerdo é formado pelo número de Nusselt que tem como comprimento característico a espessura da camada porosa; além disso, a condutividade térmica é dada pela condutividade térmica efetiva do meio poroso, dado pelo modelo linear - Eq. (34). O primeiro e terceiro termos representam o efeito da tensão superficial e o número de Reynolds do vapor que flui nos poros, respectivamente. A correlação foi comparada com os dados experimentais e a maioria dos dados ficaram dentro da faixa de erro de $\pm 30\%$.

Xu *et al.* (2014) usaram a correlação de Rohsenow para determinar o HTC de espumas porosas metálicas em água. Os autores rearranjaram a equação para a seguinte forma:

$$\frac{q''}{\mu_1 h_{1v}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_1 - \rho_v)}} = c \left(\frac{c_{p,l} \Delta T_{\text{sat}}}{C_{\text{sf}} h_{1v} \text{Pr}_l^s} \right)^b \quad (72)$$

onde os parâmetros b e c foram obtidos com base em regressão dos dados:

$$c = \begin{cases} 10^{(5.6\psi^{-0.23}\omega^{0.0036}\xi^{0.11}-5.51)}, & 0 < q'' \leq 100 \text{ kW/m}^2 \\ 10^{(5.6\psi^{-0.23}\omega^{0.0036}\xi^{0.11}-5.41)}, & 250 < q'' \leq 490 \text{ kW/m}^2 \\ 10^{(5.6\psi^{-0.23}\omega^{0.0036}\xi^{0.11}-5.31)}, & 490 < q'' \leq 1460 \text{ kW/m}^2 \end{cases} \quad (73)$$

$$b = 1.53\psi^{-0.512}\omega^{0.0193}\xi^{0.179} \quad (74)$$

onde, $\omega = \text{PPI}/5$; $\xi = \delta/5$ (em mm); e $\psi = \varepsilon/0.9$. Por fim, os autores relataram que 80% dos dados foram preditos dentro de uma faixa de $\pm 30\%$.

Recentemente, Righetti *et al.* (2019) aperfeiçoaram o modelo de Xu *et al.* (2014) fixando o valor do $C_{\text{sf}} = 0.0165$ e $s = 1$. A partir dos dados do próprio autor, os seguintes novos coeficientes foram gerados,

$$b = 1.53\psi^{-0.5124}\omega^{0.01926}\xi^{0.1793} \quad (75)$$

$$c = \begin{cases} 10^{(5.5949\psi^{-0.2323}\omega^{0.003588}\xi^{0.025}-5.506)}, & 0 < q'' \leq 250 \text{ kW/m}^2 \\ 10^{(5.5949\psi^{-0.2323}\omega^{0.003588}\xi^{0.025}-5.4059)}, & 250 < q'' \leq 490 \text{ kW/m}^2 \\ 10^{(5.5949\psi^{-0.2323}\omega^{0.003588}\xi^{0.025}-5.3089)}, & 490 < q'' \leq 1460 \text{ kW/m}^2 \end{cases} \quad (76)$$

A Tabela 8 reúne os modelos de predição do HTC para superfícies porosas e as características dos materiais usadas para o seu levantamento.

Tabela 8 – Modelos de predição do HTC em superfícies porosas.

Autor(es)	Material	Modelo	Eq.
Nishikawa e Ito (1982)	Superfície: porosa sinterizada com eferas de cobre ou bronze. Fluido: Refrigerantes	$\text{Nu} = \frac{h \cdot \delta}{k_e}$ $= 1 \times 10^{-3} \left(\frac{\sigma^2 h_{lv}}{q''^2 \delta^2} \right)^{0.0284} \left(\frac{\delta}{d_{sp}} \right)^{0.560} \left(\frac{q'' d_{sp}}{\varepsilon h_{lv} \mu_v} \right)^{0.593} \left(\frac{k_e}{k_l} \right)^{-0.708} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1.67}$	(71)
Xu <i>et al.</i> (2014)	Superfície: espumas metálicas de célula aberta de cobre. Fluido: Água	$\frac{q''}{\mu_l h_{lv}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} = c \left(\frac{c_{p,l} \Delta T_{sat}}{C_{sf} h_{lv} Pr_l^s} \right)^b$ $c = \begin{cases} 10^{(5.6\psi - 0.23\omega^{0.0036}\xi^{0.11} - 5.51)}, & 0 < q'' \leq 100 \text{ kW/m}^2 \\ 10^{(5.6\psi - 0.23\omega^{0.0036}\xi^{0.11} - 5.41)}, & 250 < q'' \leq 490 \text{ kW/m}^2 \\ 10^{(5.6\psi - 0.23\omega^{0.0036}\xi^{0.11} - 5.31)}, & 490 < q'' \leq 1460 \text{ kW/m}^2 \end{cases}$ $b = 1.53\psi^{-0.512}\omega^{0.0193}\xi^{0.179}$	(72) (73) (74)
Righetti <i>et al.</i> (2019)	Superfície: espumas metálicas de célula aberta de alumínio. Fluido: Água	$\frac{q''}{\mu_l h_{lv}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} = c \left(\frac{c_{p,l} \Delta T_{sat}}{C_{sf} h_{lv} Pr_l^s} \right)^b$ $b = 1.53\psi^{-0.5124}\omega^{0.01926}\xi^{0.1793}$ $c = \begin{cases} 10^{(5.5949\psi^{-0.2323}\omega^{0.003588}\xi^{0.025} - 5.506)}, & 0 < q'' \leq 250 \text{ kW/m}^2 \\ 10^{(5.5949\psi^{-0.2323}\omega^{0.003588}\xi^{0.025} - 5.4059)}, & 250 < q'' \leq 490 \text{ kW/m}^2 \\ 10^{(5.5949\psi^{-0.2323}\omega^{0.003588}\xi^{0.025} - 5.3089)}, & 490 < q'' \leq 1460 \text{ kW/m}^2 \end{cases}$	(72) (75) (76)

Fonte: Do próprio autor.

2.11 Modelos de predição do fluxo de calor crítico

Do ponto de vista prático, o ponto ótimo de operação de um sistema com ebulição nucleada deve ser acima do ONB, mas também há um limite seguro no qual o fluxo de calor pode ser imposto sem que haja uma crise de ebulição, ou seja, o fluxo de calor deve ser abaixo do CHF. Dada a grande importância do CHF para projeto de sistemas com ebulição, vários pesquisadores estudaram modelos para prever o CHF (LIANG; MUDAWAR, 2018a).

O pioneiro na formulação do problema foi Kutateladze (1948), que por meio do uso de uma análise dimensional Kutateladze (1948) postulou que a ocorrência de CHF é ditada pelas influências relativas da força de inércia do vapor, tensão superficial e gravidade. Ele descreveu que a ebulição, no instante antes da crise, ocorre na forma de jatos de vapor com velocidade U_v igual a,

$$U_v = \frac{q''}{\rho_v h_{lv}} \quad (77)$$

No momento do CHF, a energia cinética da camada de vapor que separa o líquido da superfície aquecida é próxima da força gravitacional que age sobre o líquido,

$$\rho_v U_v^2 \sim g(\rho_l - \rho_v)L_c \quad (78)$$

Substituindo a Eq. (77) na Eq. (78) e conhecendo o comprimento capilar dado pela Eq. (58), tem-se o que o fluxo de calor crítico é igual a,

$$\frac{q''_{CHF}}{\rho_v h_{lv} [\sigma g(\rho_l - \rho_v) / \rho_v^2]^{1/4}} = C \quad (79)$$

onde C é uma constante cujo valor recomendado por Kutateladze foi $C = 0,16$ para ebulição em piscina em superfície horizontal plana voltada para cima. Liang e Mudawar (2018a) relataram que a forma da Eq. (79) está presente em vários outros modelos, independente do mecanismo físico proposto.

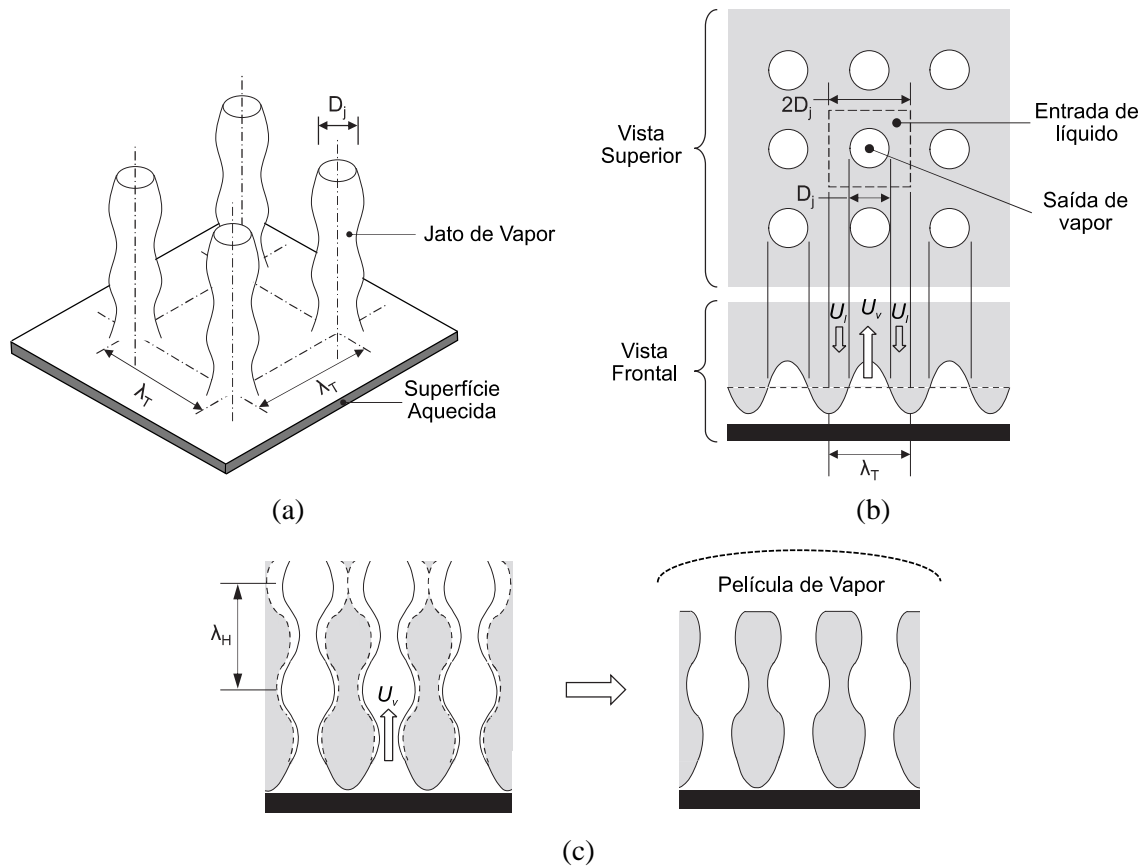
Entre os mecanismos estudados para prever o CHF, quatro são comumente relatados para superfícies planas voltadas para cima: interferência radial das bolhas (ROHSENOW; GRIFFITH, 1955), instabilidade hidrodinâmica da camada de vapor (ZUBER, 1959), secagem da macrocamada (HARAMURA; KATTO, 1983) e pontos secos/quentes na superfície (YAGOV, 2014).

Dentre os diversos modelos, o modelo de Zuber (1959), baseado nas instabilidades hidrodinâmicas, é um dos mais utilizados para o cálculo do fluxo de calor crítico para a ebulição livre sobre superfícies horizontais infinitas. O modelo foi inspirado no trabalho de Kutateladze. Zuber (1959) relatou que instantes antes da ocorrência da crise de ebulição, colunas de vapor ou jatos de vapor partem da superfície com velocidade U_v , no sentido contrário ao vetor aceleração da gravidade, sendo a superfície resfriada por uma corrente de líquido com velocidade U_l no sentido oposto ao vapor e entre eles. A Figura 17 apresenta o esquema proposto por Zuber, onde o modelo consiste em células quadradas que se repetem pela superfície. Zuber (1959) assumiu que os jatos de vapor, com diâmetros D_j , são formados ao longo da superfície pela instabilidade de Taylor, onde $D_j = \lambda_T/2$, sendo λ_T o comprimento de onda de Taylor que possui um valor entre o ‘comprimento crítico’, λ_c , e o ‘comprimento mais perigoso’, λ_d , sendo eles, respectivamente:

$$\lambda_c = 2\pi \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (80)$$

$$\lambda_d = \sqrt{3} \cdot 2\pi \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} = \sqrt{3} \cdot \lambda_c \quad (81)$$

Figura 17 – Esquemático do modelo de Zuber. (a) Padrão dos jatos de vapor antes do CHF. (b) Vistas ortogonais das células unitárias de saída de vapor e entrada de líquido. (c) Formação da película de vapor (cogumelo) devido a instabilidade de Helmholtz.



Fonte: Adaptado de Liang e Mudawar (2018a).

Por fim, Zuber (1959) também assumiu que na interface líquido-vapor de um jato de vapor (vertical) ocorrem instabilidades de Helmholtz, com comprimento de onda $\lambda_H = \pi D_j$; devido à diferença entre as velocidades do líquido e do vapor e o crescimento dessa instabilidade, tem-se a formação do cogumelo de vapor responsável por impedir a entrada de líquido na superfície causando a crise de ebulição. Assim, o limite superior do fluxo de calor é dado por:

$$\frac{q''_{CHF}}{\rho_v h_{lv} [\sigma g (\rho_l - \rho_v) / \rho_v^2]^{1/4}} = \left(\frac{\pi}{24} \frac{3}{\sqrt{2\pi}} \frac{1}{3^{1/4}} \right) \left[\frac{\left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{1/2}}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{\pi}{16 - \pi}} \right] \quad (82a)$$

quando $\lambda_T \approx \lambda_c$ e

$$\frac{q''_{CHF}}{\rho_v h_{lv} [\sigma g (\rho_l - \rho_v) / \rho_v^2]^{1/4}} = \left(\frac{\pi}{24} \frac{3}{\sqrt{2\pi}} \right) \left[\frac{\left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{1/2}}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{\pi}{16 - \pi}} \right] \quad (82b)$$

quando $\lambda_T \approx \lambda_d$. Para simplificar o colchete do lado direito da Eq. (82a) pode-se excluir pressões de trabalho próximas às pressões críticas para evitar valor de densidades de líquido e vapor próximos; assim, para os demais casos $\rho_v \ll \rho_l$, e a segunda parte do lado direito da equação retorna um valor numérico muito próximo de 1. Portanto, resta apenas a primeira parte do lado direito, a qual retorna um valor numérico entre 0,119 e 0,157. Zuber (1959) propôs um valor intermediário de 0.131 ($\pi/24$). Portanto,

$$q''_{CHF} = \frac{\pi}{24} \cdot \rho_v h_{lv} [\sigma g (\rho_l - \rho_v) / \rho_v^2]^{1/4} \quad (83)$$

Como já dito anteriormente, o modelo de Zuber é comumente empregado para prever o CHF em diversos trabalhos na literatura, muito devido a sua capacidade de prever os valores sem grandes dificuldades. Devido à proximidade com o modelo de Kutateladze, o modelo frequentemente é nomeado como modelo de Kutateladze-Zuber. No entanto, o modelo não leva em consideração fatores como orientação e tamanho da geometria, rugosidade, molhabilidade e viscosidade do líquido. Liang e Mudawar (2018a, 2018b) fizeram uma extensa revisão dos modelos que partiram da Eq. (83) visando aprimorar a predição do CHF.

Uma modificação frequentemente utilizada é a de Lienhard e Dhir (1973), os quais alteraram o valor do comprimento de onda devido a instabilidade de Helmholtz para $\lambda_H = \lambda_d$; assim, a Eq. (82a) passou a multiplicar um fator 1,14, ou de forma simplificada:

$$q''_{CHF} = 0,149 \cdot \rho_v h_{lv} [\sigma g (\rho_l - \rho_v) / \rho_v^2]^{1/4} \quad (84)$$

Em trabalho posterior, Lienhard, Dhir e Rihard (1973) também verificaram que a hipótese de superfície infinita do modelo é falha para geometrias com tamanhos superiores a $3\lambda_d$.

El-Genk e Bostanci (2003) modificaram o valor de C para ebulição com HFE-7100,

$$q''_{CHF} = 0,229 h_{lv} \rho_v \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \quad (85)$$

para a condição de superfície plana voltada para cima (*upward*).

Nota-se que a equação de Kutateladze-Zuber é independente da condição da superfície (acabamento superficial e molhabilidade). Kandlikar (2001) adicionou o efeito do ângulo de contato/molhabilidade, θ , na correlação; além disso, o efeito da orientação da superfície, α , foi adicionado. O fator C da Eq. (79) foi proposto em função dos dois parâmetros (θ e α):

$$C = \frac{1 + \cos \alpha}{16} \left[\frac{2}{\pi} + \frac{\pi}{4} (1 + \cos \alpha) \cos \theta \right]^{1/2} \quad (86)$$

Para superfícies porosas, O'Hanley *et al.* (2013) sugeriram que o fator C fosse função das características da superfície (porosidade, diâmetro do poro, espessura, ângulo de contato), como a seguir:

$$C = f \left(\frac{\rho_l \sigma d_p}{\mu^2}, \frac{d_p}{\delta}, \varepsilon, \theta \right) \quad (87)$$

2.12 Conclusões gerais dos modelos de predição do HTC e CHF apresentados

A partir dos modelos de predição do HTC e CHF apresentados é possível verificar que há uma extensa possibilidade de caminhos para a modelagem do fenômeno de transferência de calor em ebulição em piscina. Ou seja, não existe um modelo genérico que prediga o HTC e CHF para uma ampla gama de condições experimentais.

Para o HTC, o uso de um extenso banco de dados, baseado em variações de superfícies e fluidos resulta em modelos mais robustos. Porém a ampla gama de condições resulta em modelos com maior erro de predição.

Modelos construídos apenas com um tipo de fluido, sem validação com demais dados da literatura, possuem menor erro, porém podem estar superdimensionados (*overfitted*) e devem ser evitados.

Para o CHF, os modelos em geral são semelhantes entre si; independente da forma com que são construídos, a maioria apresenta um termo comum entre eles que chamaremos

aqui de fluxo de referência, $q_0'' = \rho_v h_{1v} [\sigma g (\rho_l - \rho_v) / \rho_v^2]^{1/4}$, o qual é multiplicado por um fator constante ou função de características e orientação da superfície.

Os modelos para superfícies porosas levam em consideração as características da superfície (porosidade, diâmetro do poro, espessuras e condutividade térmica efetiva). Porém, não foram encontrados modelos para espumas metálicas e fluidos dielétricos.

Portanto, no presente trabalho, uma correlação para prever o HTC e o CHF será proposta levando em consideração as características das espumas metálicas no processo de ebulição com fluidos dielétricos, facilitando o projeto e aplicações dessa tecnologia no gerenciamento térmico de máquinas e dispositivos.

CAPÍTULO 3 – CARACTERIZAÇÃO DAS ESPUMAS METÁLICAS

As espumas de Cobre (*Cu foam*) e Níquel (*Ni foam*) foram adquiridas da Nanoshel® em placas de 500 mm × 500 mm com uma espessura (δ) de 3 mm. Como a seção de teste projetada para os ensaios de ebulição em piscina é quadrada com 16 mm de lado, as espumas foram cortadas em quadrados de 16 × 16 mm² (Figura 18) utilizando uma máquina de eletroerosão à fio, mantendo a espessura original.

Figura 18. Superfícies cortadas na eletroerosão.



Fonte: Do próprio autor.

Para caracterizar as amostras, as seguintes análises foram realizadas:

- Pesagem em balança de precisão para medição da porosidade (ϵ).
- Visualização por meio de imagens obtidas por microscópio ótico (STEREO) Zeiss® SteREO Discovery.V8 e microscópio eletrônico de varredura (MEV) EVO LS15 Zeiss® para: obtenção da estrutura da célula e formato da fibra; contagem da quantidade de poros por polegadas (PPI); e medição do diâmetro médio dos poros (d_p), das fibras (d_f) e comprimento dos ligamentos (l) por meio de *software* CAD.
- Visualização por meio de imagens obtidas por μ CT para medição do diâmetro médio dos poros (d_p), das fibras (d_f) e comprimento dos ligamentos (l) por meio de *software* específico (iMorph) e medição da densidade de área superficial no vmtk®.
- Permeabilidade do meio poroso por meio da queda de pressão causada por um escoamento de ar através das espumas;
- Molhabilidade por meio de tensiômetro óptico; e
- Capilaridade por meio de tubo capilar.

3.1 Porosidade

A porosidade pode ser calculada através da densidade relativa, ρ_r , que por sua vez é dada pela razão entre a densidade do material poroso em relação a densidade do material totalmente sólido. Para espumas metálicas:

$$\varepsilon = 1 - \rho_r = 1 - \frac{\rho_{\text{foam}}}{\rho_s} \quad (88)$$

onde ρ_{foam} é a densidade da espuma metálica dada por,

$$\rho_{\text{foam}} = \frac{m_{\text{foam}}}{V_{\text{foam}}} \quad (89)$$

Portanto, para obtenção da porosidade das espumas metálicas, sete amostras foram pesadas em uma balança analítica de precisão, e conhecendo seu volume ($16 \times 16 \times 3 \text{ mm}^3$) foi possível obter a porosidade e seu desvio padrão (Tabela 9).

Tabela 9 – Densidade das espumas metálicas, média e desvio padrão das medidas.

Material	$m_{\text{foam}} (\text{kg} \times 10^{-3})$	$\rho_{\text{foam}} (\text{kg}/\text{m}^3)$	$\rho_r (\%)^1$	$\varepsilon (\%)$
Cu	$0,697 \pm 0,009$	$908,1 \pm 11,7$	$10,1 \pm 0,13$	$89,9 \pm 0,01$
Ni	$0,106 \pm 0,004$	$138,0 \pm 5,77$	$1,5 \pm 0,06$	$98,4 \pm 0,01$

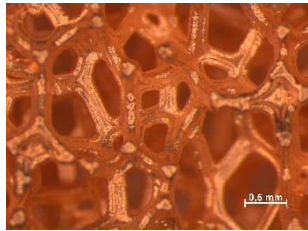
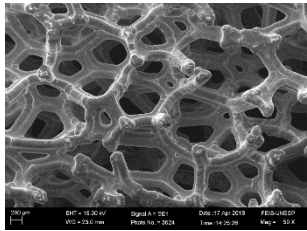
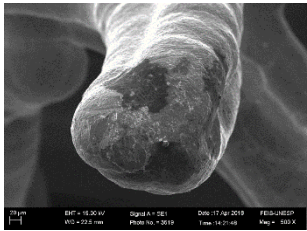
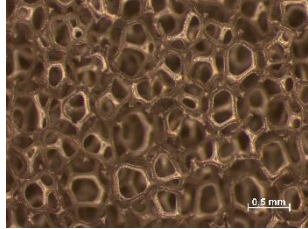
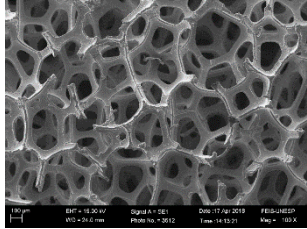
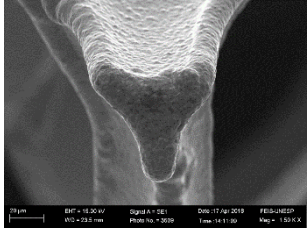
¹densidade do sólido puro: $\rho_{\text{Cu}} = 8960 \text{ kg}/\text{m}^3$; $\rho_{\text{Ni}} = 8900 \text{ kg}/\text{m}^3$ (Matweb, 2019)

Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

3.2 Estrutura celular, densidade de poros e granulometria usando imagens de microscópio

A partir das imagens de microscopia (Tabela 10), verificou-se que as espumas de cobre e níquel são estruturas de células abertas - *open cell*. A espuma de cobre, $\varepsilon \approx 90\%$, possui uma fibra circular com algumas regiões côncavas enquanto a espuma de níquel, $\varepsilon \approx 98\%$, apresenta um formato triangular côncavo. Ambas as espumas do tipo *open cell* possuem características de porosidade e geometria de fibra de acordo com o relatado por Calmidi (1998) e Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002).

Tabela 10. Imagens de microscopia das espumas metálicas.

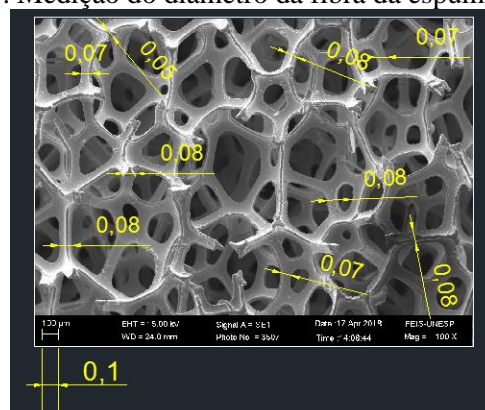
Material	STERO	MEV	MEV, Seção transversal da fibra
Cu			
Ni			

Fonte: Do próprio autor.

A quantidade de poros por polegada (PPI) foi medida através da contagem do número de poros em ambas as direções, horizontal e vertical, da espuma. Para isso, sete linhas foram traçadas em cada direção e em cada linha foi contado manualmente a quantidade de poros que esta estava atravessando. Desta maneira, foi feita uma média das quatorze linhas, onde o valor médio é apresentado na Tabela 11.

A medição do diâmetro das fibras e do comprimento dos ligamentos foram feitas com auxílio de *software* de desenho auxiliado por computador (*computer aided design*, CAD). As imagens foram inseridas no *software* CAD (AutoCAD®) e colocadas na escala correta de acordo com a barra de escala da imagem. Em seguida, a ferramenta de dimensão/cota foi utilizada para determinar as dimensões de várias fibras na imagem (Figura 19). Foram utilizadas imagens obtidas no MEV com ampliação de 100 X capturadas de três regiões diferentes para cada espuma.

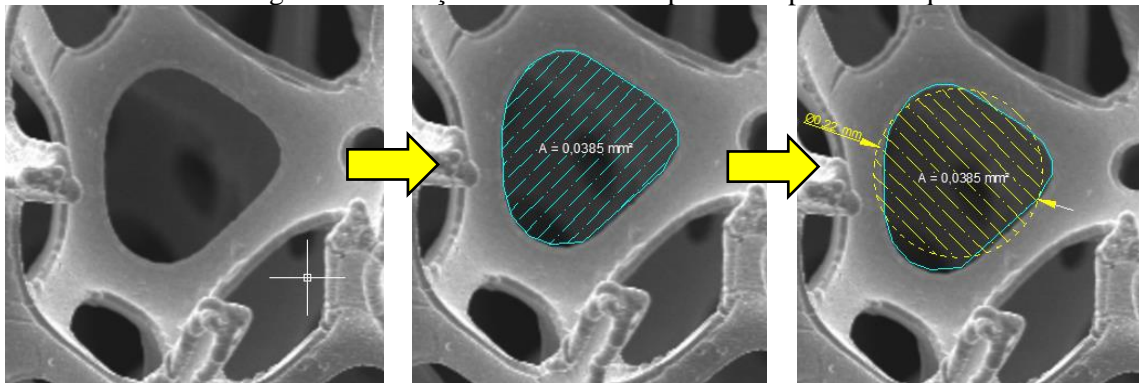
Figura 19. Medição do diâmetro da fibra da espuma de níquel.



Fonte: Do próprio autor.

O diâmetro médio do poro foi medido utilizando a técnica relatada anteriormente, porém como os poros não possuem um formato homogêneo, o diâmetro foi baseado na área de cada poro (Figura 20). Utilizando uma *polyline* o poro foi circulado e a área da geometria foi obtida. A partir da área do poro foi calculada o diâmetro de um círculo com área equivalente. No mínimo 30 diâmetros de poros diferentes foram medidos utilizando essa técnica para cada espuma. Ao final, uma média aritmética e o desvio padrão foi calculado para cada espuma metálica.

Figura 20. Medição do diâmetro do poro da espuma de níquel.



Fonte: Do próprio autor.

A Tabela 11 apresenta a média dos valores de ε , PPI, d_p , d_f e l medidos e seu desvio padrão.

Tabela 11. Densidade e características geométricas das espumas metálicas medidas por meio das imagens microscópicas.

Material	PPI medido (pol^{-1})	d_p (mm)	d_f (mm)	l (mm)
Cu	$31,75 \pm 6.19$	$0,42 \pm 0.14$	$0,25 \pm 0.04$	$0,36 \pm 0.12$
Ni	$62,71 \pm 12.85$	$0,23 \pm 0.08$	$0,07 \pm 0.01$	$0,17 \pm 0.05$

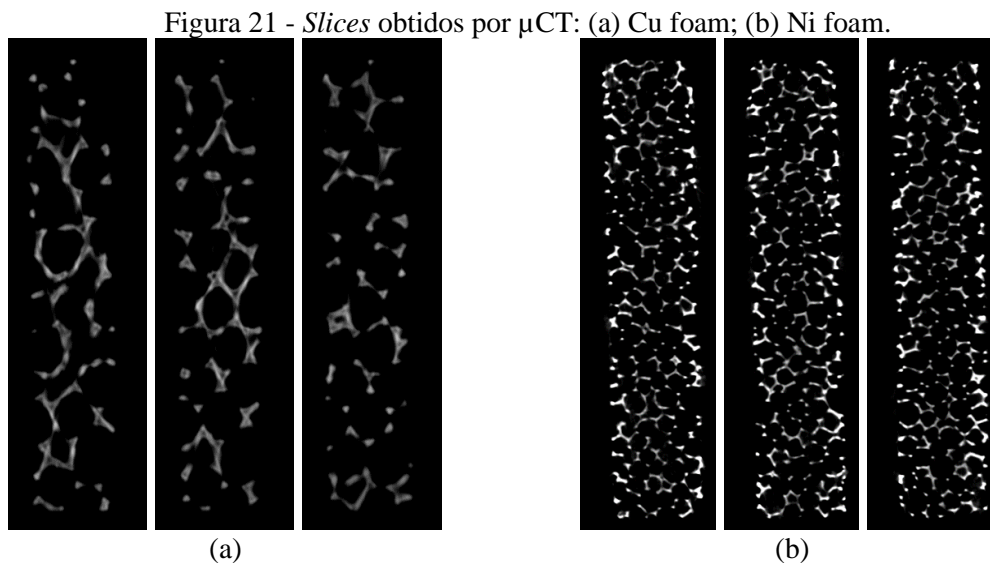
Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

3.3 Granulometria da espuma e área específica por meio de imagens de μCT

Devido a tortuosidade das espumas metálicas, a caracterização por imagens bidimensionais ou por métodos de predição baseados em modelos de célula unitária não é preciso. Para se obter um valor mais preciso do diâmetro e comprimento de fibra, diâmetro de poro e da área superficial das amostras foram realizadas imagens por meio da microtomografia computadorizada (μCT) nas amostras e analisada em *softwares* específicos.

A microtomografia utiliza imagens de raios-X processadas computacionalmente para produzir imagens de tomografia, *slices* virtuais, com diferentes intensidades (*greylevel*), permitindo o usuário enxergar dentro e fora da amostra sem ter que cortá-la fisicamente (SARANGI; WEIBEL; GARIMELLA, 2015). A diferença de absorvidade de um objeto durante o *scanning* faz com que a imagem seja mais brilhosa ou escura: uma imagem brilhosa é resultado de um objeto denso, o qual não permitiu a passagem dos raios-X (DIANI, 2014). Nesse estudo, os materiais das espumas metálicas possuem absorvidade diferentes entre si, porém ambas são maiores que a do ar em seu interior.

Neste trabalho, as amostras foram digitalizadas a partir de um Bruker Skyscan 1272 com uma resolução de 15 μm /voxel usando uma fonte de tensão de 100 kV. Os *scans* foram realizados no Instituto de Física de São Carlos, EESC-USP. O aparelho gerou uma pilha com aproximadamente 500 imagens bidimensionais que correspondem ao objeto tridimensional. A Figura 21 mostra três *slices* de cada amostra de espuma. O cobre e o níquel possuem alta absorvidade de raios-X em relação ao ar que preenche os poros da amostra. Logo, as regiões brancas/brilhosas correspondem ao sólido e pretas aos poros/ar.



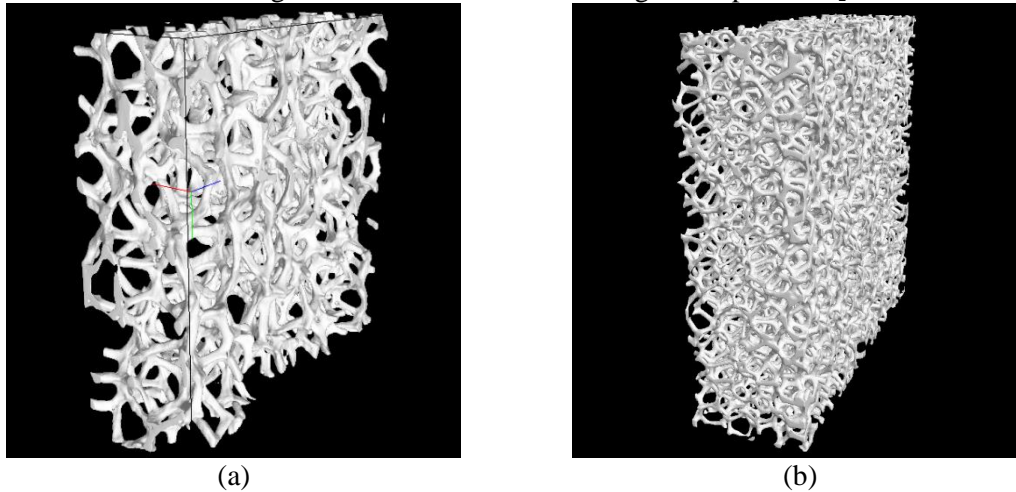
Fonte: Do próprio autor.

3.3.1 Granulometria da superfície

Para medir o tamanho médio dos poros (d_p), fibras (d_f) e comprimento das fibras/ligamentos (l) foi utilizado o *software* Imorph desenvolvido pelo Prof. Dr. Jerome Vicente da Aix-Marseille Université, para análises de espumas. A pilha de imagens geradas na μCT foram carregadas no *software* e tratadas seguindo os trabalhos de Vicente, Topin e Dau-

relle (2006) e Brun *et al.* (2008). Primeiro, foi determinado o tamanho da amostra a ser tratada e o *greylevel threshold* que difere as fases ‘sólida’ e ‘porosa’. Em seguida, foi construído a malha da fase sólida (Figura 22) e porosa – o *software* usa o método de ‘*marching cubes*’. Após as malhas, foram gerados os mapas de distâncias (*distance map*) e de abertura (*aperture map*) das fases que permitem calcular os diâmetros das células porosa (a) e da fibra (d_f).

Figura 22. Malhas da fase sólida geradas pelo Imoprh.



Fonte: Do próprio autor.

Com as malhas e os mapas foi possível obter a distribuição dos diâmetros da célula porosa e da fibra por meio do algoritmo de *maximal ball* que calcula qual a esfera máxima que pode ser colada dentro de uma fase sem que ela invada a outra fase (Figura 23). Essa técnica permite obter o diâmetro médio da fibra e da célula porosa, porém o tamanho da célula ou diâmetro da célula, a , é relativamente maior que o diâmetro do poro (Figura 24), pois uma célula é formada por 12 a 14 faces abertas que representam os poros. Desta maneira, para calcular o tamanho do poro por meio do diâmetro da célula unitária pode-se utilizar a relação proposta por Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002) apresentada na Eq. (15) (Tabela 12).

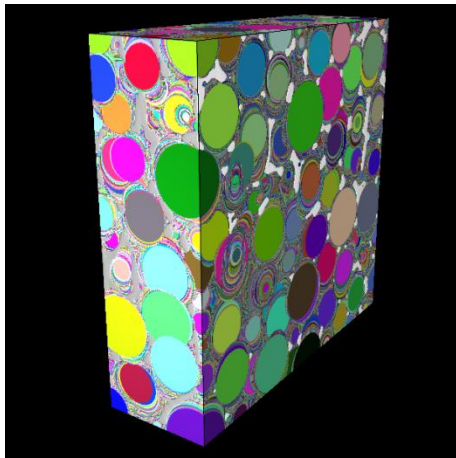
Tabela 12 – Granulometria das espumas metálicas obtidas pela função *Maximal ball*.

Material	a	d_f (mm)	d_p^1 (mm)
Cu	$1,08 \pm 0,24$	$0,13 \pm 0,04$	$0,64 \pm 0,14$
Ni	$0,46 \pm 0,10$	$0,07 \pm 0,02$	$0,27 \pm 0,06$

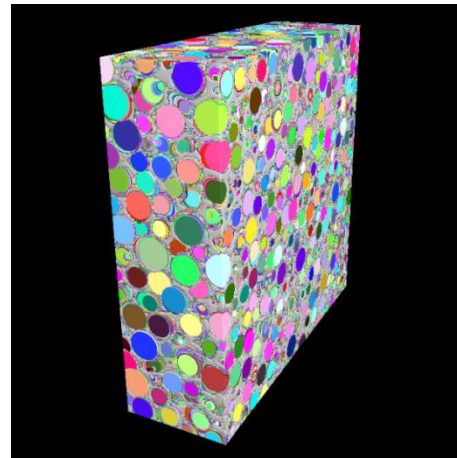
¹Calculado pela Eq. (15)

Fonte: Do próprio autor.

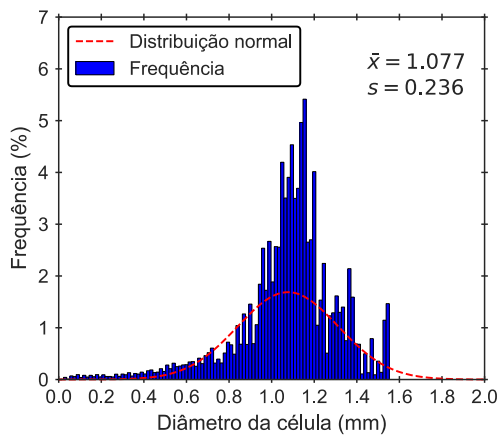
Figura 23. Diagramas e histogramas gerados pelo Imorph. *Maximal ball* para: (a) Cu foam e (b) Ni foam; Diâmetros da célula para: (c) Cu foam e (d) Ni foam; Diâmetros de fibra para: (e) Cu foam e (f) Ni foam.



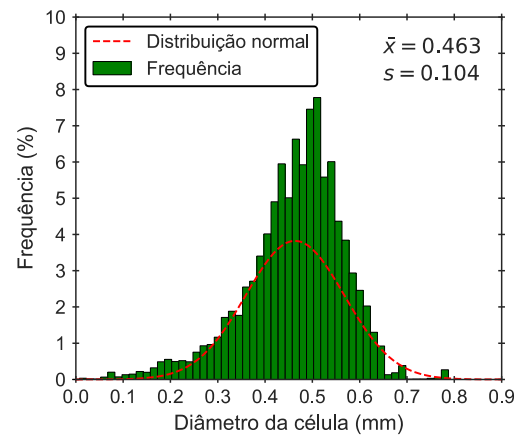
(a)



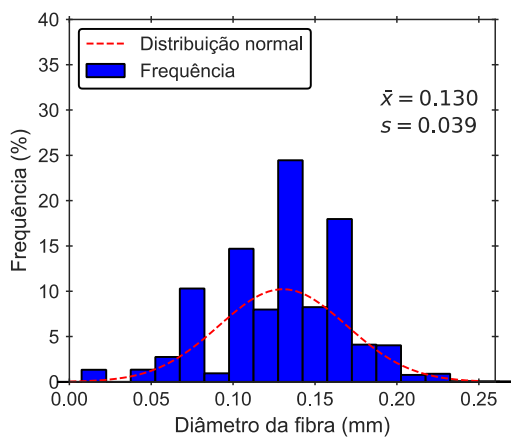
(b)



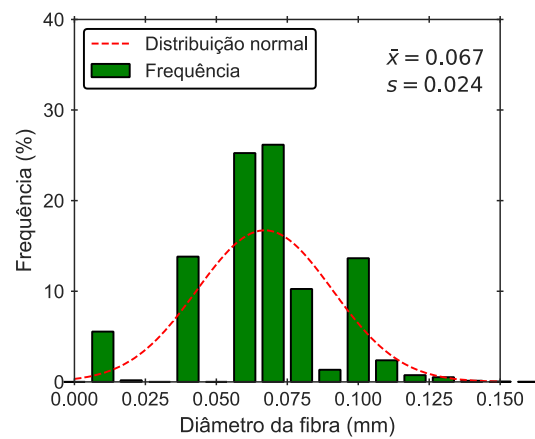
(c)



(d)



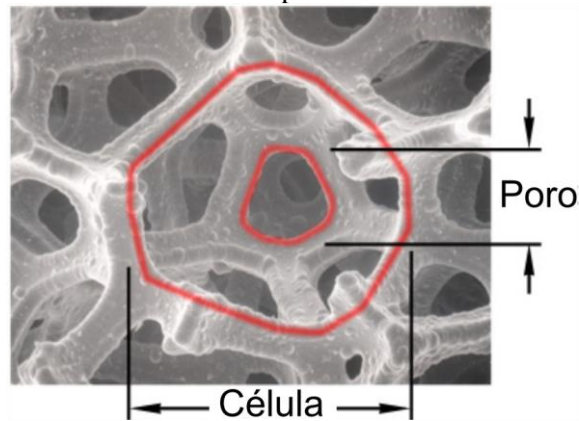
(e)



(f)

Fonte: Do próprio autor.

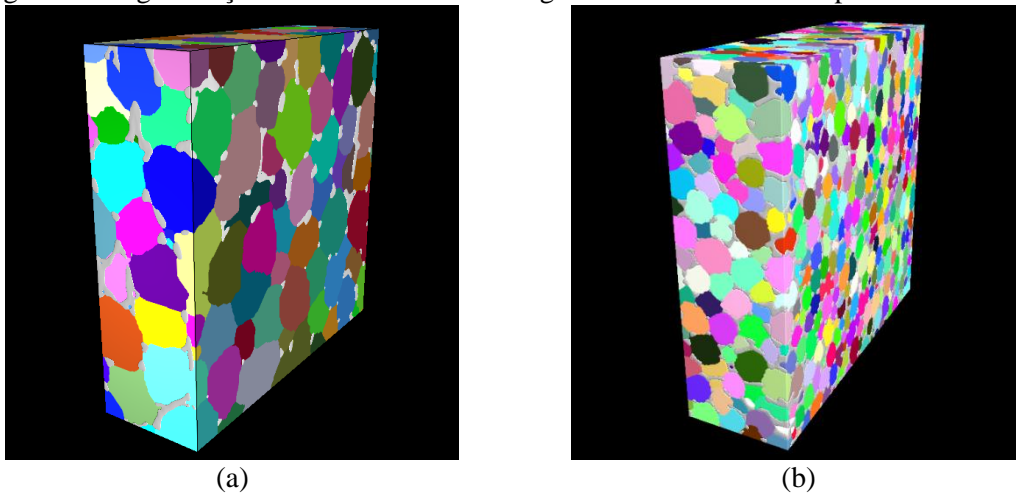
Figura 24 – Estrutura de uma espuma de células aberta comercial.



Fonte: Adaptado de Ergaerospace.com (2020).

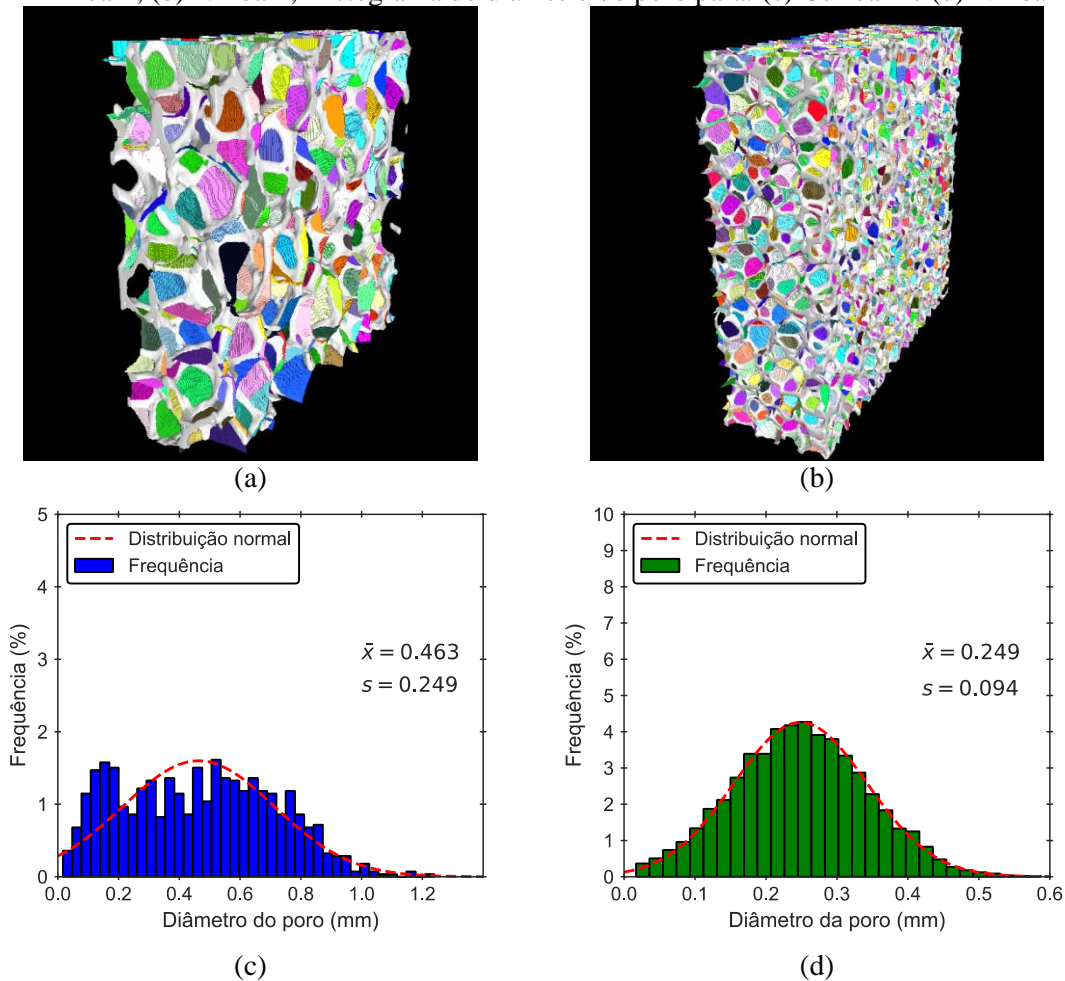
Outra solução é segmentar as células usando a técnica de *watershed* (bacias hidrográficas) na qual detecta os picos e vales de cada célula porosa e as divide em volumes (Figura 25). Após a segmentação, o *software* é capaz de identificar as regiões onde duas *watershed* se encontram, ou seja, a região onde um poro é contido (Figura 26). Portanto, conhecendo a área onde duas *watershed* são coincidentes, sabe-se a área do poro e então o *software* calcula qual o círculo com diâmetro equivalente a área do poro e retorna os valores do diâmetro do poro.

Figura 25. Segmentação das células usando o algoritmo de *watershed* implementado no Imorph.



Fonte: Do próprio autor.

Figura 26. Distribuição dos poros na espuma metálica. Áreas adjancenes entre dois volumes na: (a) Cu foam; (b) Ni foam; Histograma do diâmetro do poro para: (c) Cu foam e (d) Ni foam.



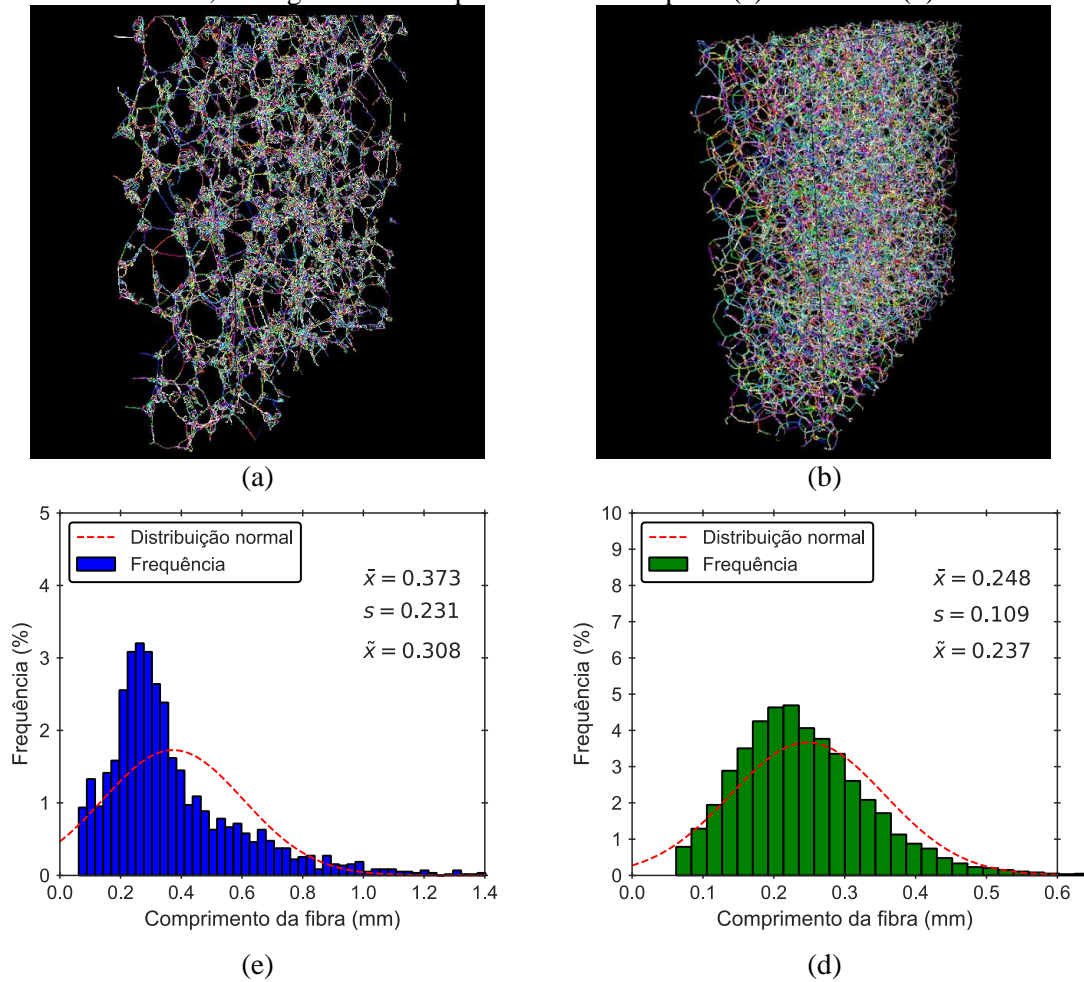
Fonte: Do próprio autor.

A espuma de cobre possui uma distribuição mais dispersa que se aproxima de uma distribuição bimodal, mostrando que apesar dela visualmente possuir grandes poros, ela também possui pequenos poros em seu interior, sendo isso visualizado na imagens de MEV na Tabela 10. Por outro lado, a espuma de níquel apresentou valores mais próximos de uma dispersão gaussiana, mostrando uma homogeneidade no tamanho dos poros. Com os diâmetros de poro também é possível verificar a hipótese da Eq. (15) de Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002) apresentada na Tabela 12. Para a espuma de cobre a diferença é de 38%, porém se considerarmos o desvio elas possuem valores semelhantes. A espuma de níquel apresentou um erro de 10%. Portanto, as células das espumas de cobre e níquel podem ser aproximadas para o formato de um dodecaedro conforme propôs Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002).

Por fim, o iMorph realiza a construção do esqueleto da espuma, calculando o comprimento da fibra (l) (Figura 27). A distribuição do comprimento dos ligamentos apresenta uma distribuição assimétrica positiva, sendo os valores de média diferentes da mediana e mo-

da. Neste caso, optou-se por calcular o valor da mediana para obter o comprimento de ligamento que mais se encontra na espuma.

Figura 27. Distribuição das fibras nas espumas metálicas. (a) Esqueleto da Cu foam; (b) Esqueleto da Ni foam; Histograma do comprimento da fibra para: (c) Cu foam e (d) Ni foam.



Fonte: Do próprio autor.

A Tabela 13 resume os valores obtidos usando o `iMoprh` e o desvio padrão. Os valores são próximos aos da Tabela 11, os quais foram obtidos por uma técnica menos refinada, porém possuem uma amostragem muito maior. Portanto, no decorrer do trabalho usaremos os valores apresentados na Tabela 13 como referência das características geométricas das espumas.

Tabela 13. Densidade e características geométricas das espumas metálicas medidas pelo Imorph.

Material	d_p (mm)	d_f (mm)	l (mm) ¹
Cu	$0,46 \pm 0,25$	$0,13 \pm 0,04$	0,31
Ni	$0,25 \pm 0,09$	$0,07 \pm 0,02$	0,24

¹Valores da mediana da distribuição.

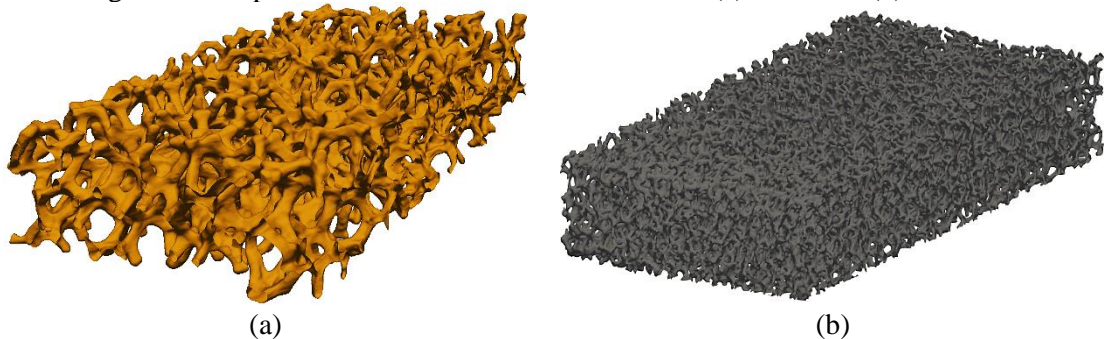
Fonte: Do próprio autor.

3.3.2 Densidade de área

Para a obtenção da densidade de área, ou área específica (a_{sf}) a pilha de imagens de μ CT foram importadas para o *software* vmtk[®] (Vascular Modelling Toolkit). Ressalta-se que o vmtk[®] é um *software* de análise de imagens médicas, porém foi escolhido devido a sua capacidade de refino na geração das malhas usando ‘*marching cubes*’. Para obter um valor preciso, a transição entre as regiões de sólido e poro foi controlada a partir do nível do *greyscale threshold* selecionado a partir de tentativa e erro para obter uma amostra com porosidade semelhante àquela medida experimentalmente. Após a escolha do nível do *greyscale* as pilhas de imagens foram usadas para a construção de uma superfície tridimensional (Figura 28) a partir do algoritmo de ‘*marching cubes*’. Com a superfície construída, a área total da interface sólido-poro, A_{foam} , foi obtida. Conhecendo o volume total do objeto, sólido + poro, é possível calcular a densidade de área, por

$$a_{sf} = \frac{A_{foam}}{V_{foam}} \quad (90)$$

Figura 28 - Superfícies tridimensionais renderizadas: (a) Cu foam; (b) Ni foam..



Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

A Tabela 14 apresenta os valores de densidade de área medidos por meio das imagens.

Tabela 14 - Densidade de área e porosidades medidas através do uso de imagens de μ CT por meio do vmtk®.

	a_{sf} (m ² /m ³)
Cu foam	2166,61
Ni foam	5133,34

Fonte: Do próprio autor.

3.3.3 Comparação dos resultados com os modelos de predição das propriedades estruturais disponíveis na literatura

Com os diâmetros do poro e da fibra, comprimento da aresta e porosidades medidos nas seções anteriores foi possível comparar os valores com os modelos de predição apresentados no Capítulo 2. A Tabela 15 e a Tabela 16 apresentam os valores preditos e o erro relativo ($|\text{Valor predito} - \text{Valor calculado}|/\text{Valor Calculado}$) para cada modelo em relação aos valores medidos apresentados na Tabela 13 e Tabela 14.

Tabela 15 – Valores de diâmetro do poro e densidade de área preditos por modelos analíticos, calculados para Cu foam ($d_p = 0,46$ mm e $a_{sf} = 2166,61$ m²/m³).

Modelos	Eq.	d_p (mm)	Erro relativo (d_p)	Eq.	a_{sf} (m ² /m ³)	Erro relativo (a_{sf})
Du Plessis <i>et al.</i> (1994)	(19)	0,53	15%	(23)	2846	31%
Gibson e Ashby (1997)	(7)	0,32	30%	(9)	4366	102%
Calmidi (1998)	(12)	0,58	25%	(18)	3652	69%
Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002)	(17)	0,34	26%	(18)	10492	384%
Shen, Ye e Meng (2018)	-	-	-	(24)	1544	29%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

Tabela 16 - Valores de diâmetro do poro e densidade de área preditos por modelos analíticos, calculados para Ni foam ($d_p = 0,25$ mm e $a_{sf} = 5133,34$ m²/m³).

Modelos	Eq.	d_p (mm)	Erro relativo (d_p)	Eq.	a_{sf} (m ² /m ³)	Erro relativo (a_{sf})
Du Plessis <i>et al.</i> (1994)	(19)	0,73	193%	(23)	2846	45%
Gibson e Ashby (1997)	(7)	0,31	24%	(9)	3800	26%
Calmidi (1998)	(12)	0,29	15%	(18)	7712	50%
Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002)	(17)	0,17	32%	(18)	22158	332%
Shen, Ye e Meng (2018)	-	-	-	(24)	1507	71%

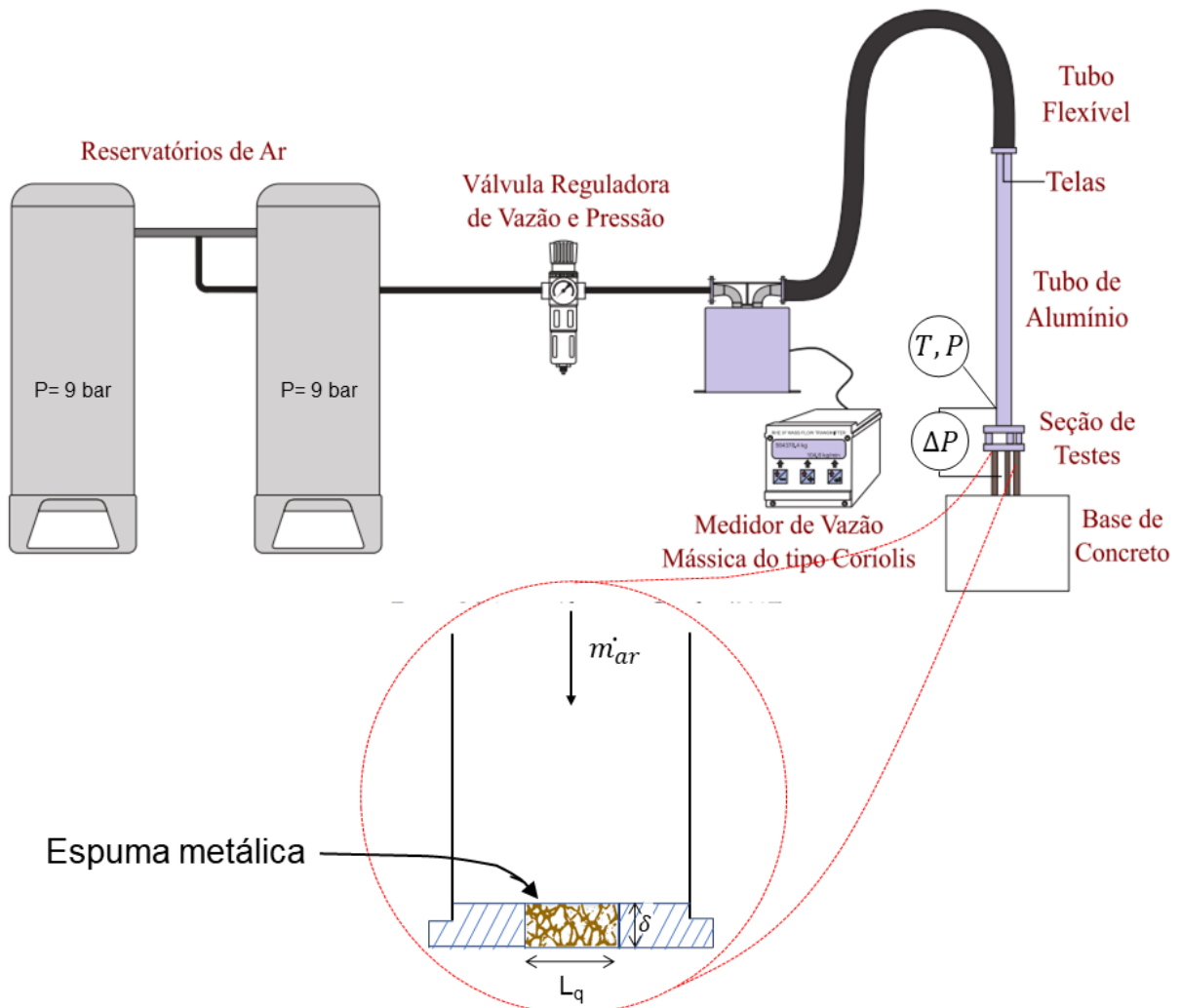
Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

Para o diâmetro do poro, os modelos de Gibson e Ashby (1997), Calmidi (1998) e Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002) apresentaram valores próximos aos medidos através das imagens de μ CT, sendo o modelo de Calmidi (1998) que obteve menor erro. Dentre eles, o modelo de Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002) apresenta um modelo geométrico mais realístico e de fácil implementação e foi recomendado por Manetti, Cardoso e Moita (2021) para obtenção do diâmetro do poro quando não se tem os valores obtidos por meio de análise de imagens. Para a área específica houve uma divergência dos valores entre os modelos, sendo novamente o modelo de Calmidi (1998) o que mais se aproximou de nossas medidas.

3.3.4 Caracterização da permeabilidade das espumas

A medição experimental da permeabilidade das espumas metálicas foi realizada através do escoamento de ar em uma bancada experimental ilustrada na Figura 29. O ar comprimido advém de um reservatório mantido a 9 bares. A vazão de massa foi controlada por uma válvula de agulha e medida por um medidor de vazão Coriolis (Rheonik RHM 04) com uma faixa de operação de 5 kg/min e incerteza máxima de $\pm 0,2\%$ da leitura. Um transdutor de pressão diferencial com uma faixa de leitura de 0 a 0,1 bar, e erro de leitura de 0,1% no fundo de escala, foi usado para medir a queda de pressão através da espuma. Um medidor de pressão absoluto com 0,05 kPa realizou a medição da pressão atmosférica. Um transdutor de pressão manométrico mediu a pressão da corrente de entrada. A temperatura da corrente foi medida por um PT100 integrado no medidor de vazão. Mais detalhes do aparato experimental podem ser encontrados no trabalho de Gasche, Arantes e Andreotti (2015).

Figura 29 – *Layout* experimental para medição da permeabilidade das espumas metálicas.



Fonte: Adaptado de Moimás (2018).

A perda de carga na amostra, foi determinada por meio de um transdutor de pressão diferencial e dividido pela espessura da amostra (δ),

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{\Delta P}{\delta} \quad (91)$$

e a velocidade na entrada do canal poroso (baseada em uma seção de lado da seção quadrada L_q vazia) é dada por,

$$v = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} \cdot L_q^2} \quad (92)$$

A Eq. (91) pode ser dividida pela velocidade de modo a se obter a equação de uma reta,

$$-\frac{dP}{dx} \cdot \frac{1}{v} = a \cdot v + b \quad (93)$$

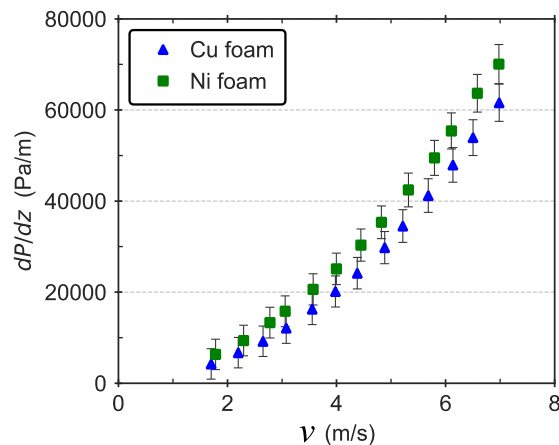
onde,

$$a = \frac{\rho F}{\sqrt{K}} \quad (94)$$

$$b = \frac{\mu}{K} \quad (95)$$

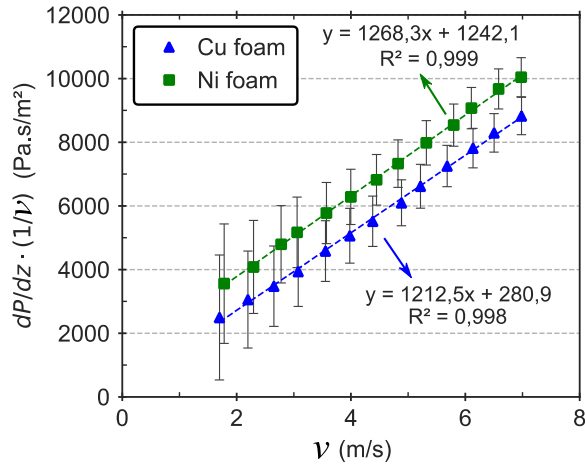
A partir dos dados experimentais foi possível obter o gráfico da Figura 30, o qual mostra a relação polinomial da queda de pressão por metro de amostra porosa em relação a velocidade na entrada do canal. Dividindo a queda de pressão pela velocidade é possível obter as retas na Figura 31, as quais apresentam um ótimo coeficiente de correlação. Os valores de permeabilidade obtidos são apresentados na Tabela 17. Como esperado, a espuma de cobre apresentou uma maior permeabilidade devido ao maior tamanho de poro em relação à espuma de níquel.

Figura 30 – Queda de pressão experimental *versus* a velocidade do ar na entrada do canal da espuma metálica.



Fonte: Do próprio autor.

Figura 31 – Regressão linear dos dados de queda de pressão para as espumas metálicas.



Fonte: Do próprio autor.

Tabela 17 – Permeabilidade e coeficiente de inércia das espumas metálicas.

Espuma	K (m ²)	F
Cu	$0,66 \times 10^{-7}$	0,275
Ni	$0,15 \times 10^{-7}$	0,136

$\rho_{ar} = 1,138 \text{ kg/m}^3$; $\mu_{ar} = 1,855 \times 10^{-5}$

Fonte: Do próprio autor.

Os valores experimentais foram comparados com os valores obtidos através dos modelos apresentados na seção 2.6.3.1 (Tabela 18 e Tabela 19).

Tabela 18 - Valores de permeabilidade e fator de inércia preditos por modelos analíticos, calculados para *Cu foam*.

Modelos	Eq.	K (m ²)	Erro relativo de K	Eq.	F (-)	Erro relativo de F
Du Plessis <i>et al.</i> (1994)	(29)	$0,182 \times 10^{-7}$	72%	(30)	0,174	37%
Calmidi (1998)	(31)	$0,0215 \times 10^{-7}$	97%	(32)	0,032	88%
Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002)	(29)	$0,0859 \times 10^{-7}$	87%	(33)	-	-

Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

Tabela 19 Valores de permeabilidade e fator de inércia preditos por modelos analíticos, calculados para *Ni foam*.

Modelos	Eq.	K (m ²)	Erro relativo de K	Eq.	F (-)	Erro relativo de F
Du Plessis <i>et al.</i> (1994)	(29)	$0,863 \times 10^{-7}$	38%	(30)	0,083	38%
Calmidi (1998)	(31)	$0,0072 \times 10^{-7}$	72%	(32)	0,038	72%
Bhattacharya, Calmidi e Mahajan (2002)	(29)	$0,0161 \times 10^{-7}$	89%	(33)	-	-

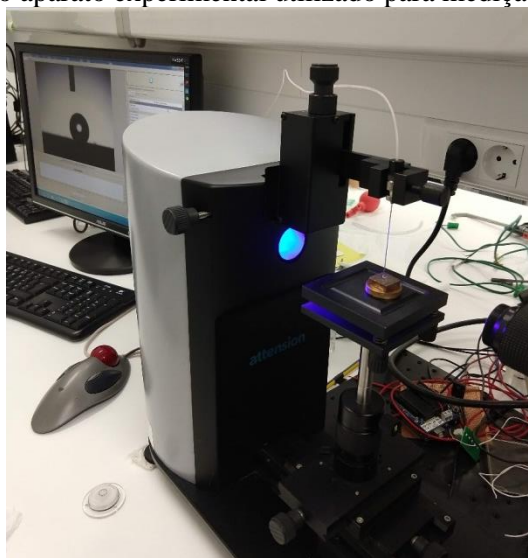
Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

Os valores preditos divergiram dos valores experimentais; no entanto, a permeabilidade diminuiu com a diminuição do diâmetro do poro tanto para o modelo de Calmidi (1998) quanto para o Bhattacharya, Camidi e Mahajan (2002).

3.3.5 Caracterização da Molhabilidade e Capilaridade das Espumas

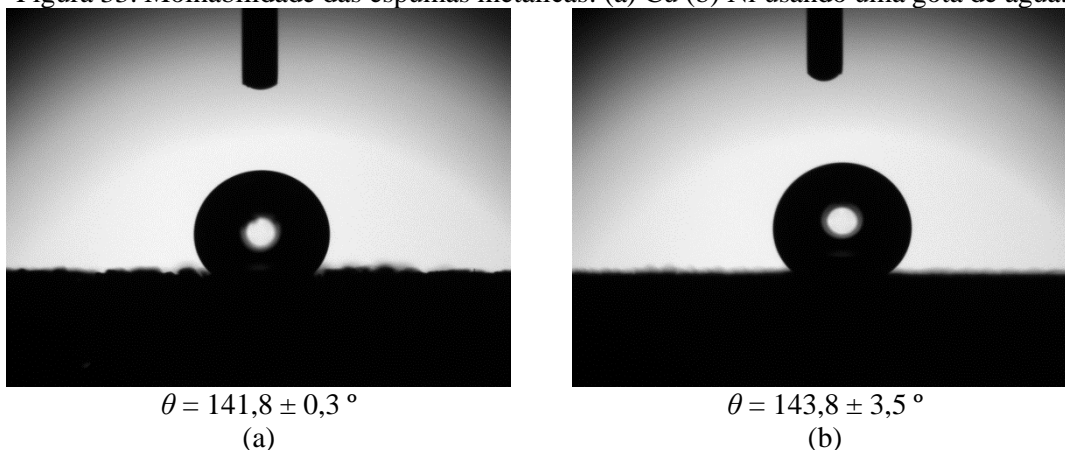
Primeiramente, a molhabilidade foi medida através da visualização e medição do ângulo de contato estático, θ , de uma gota de água com 5 μ L sobre a superfície. Este foi obtido usando o tensiômetro óptico THETA Attension mostrado na Figura 32, do laboratório do IN+ em Lisboa, durante o período de estágio de pesquisa no exterior. As medições foram realizadas depositando a gota de fluido sobre a superfície e em seguida fazendo a análise no *software* OneAttension repetindo o procedimento por 5 vezes. O *software* usa um algoritmo para detectar a gota baseando-se na equação de Young-Laplace. As imagens obtidas para cada superfície são apresentadas na Figura 33.

Figura 32. Esquema do aparato experimental utilizado para medição do ângulo de contato.



Fonte: Do próprio autor.

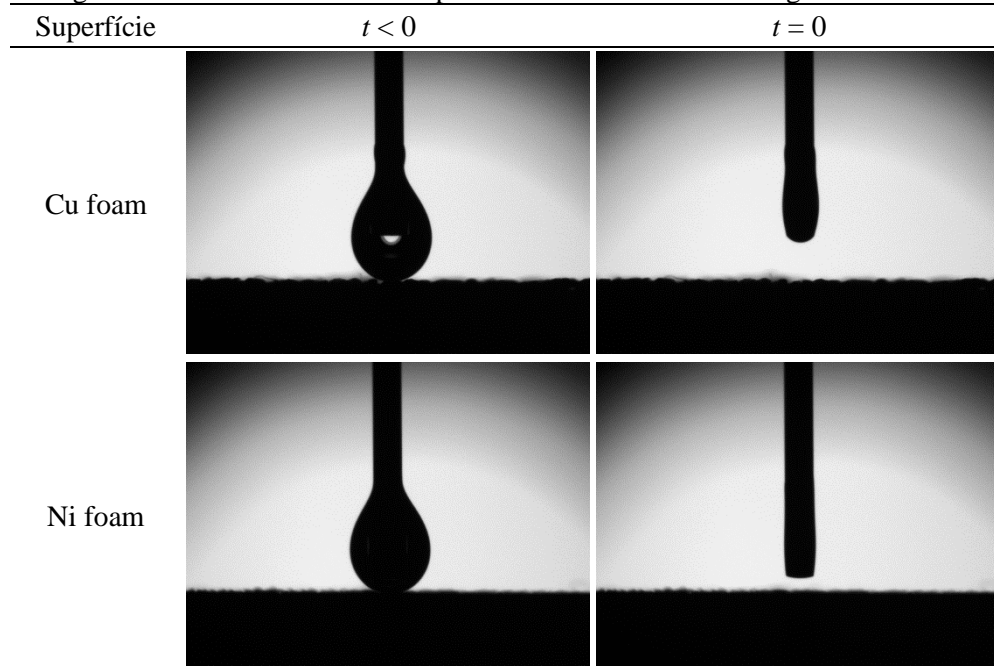
Figura 33. Molhabilidade das espumas metálicas: (a) Cu (b) Ni usando uma gota de água.



Fonte: Do próprio autor.

Por meio das imagens e ângulos verificou-se que as espumas de cobre e níquel são hidrofóbicas ou não-molhantes, ou seja, apresentaram ângulos de contato estático $\geq 90^\circ$ para uma gota de água. Porém, os fluidos que serão analisados/ensaiados nesse trabalho são dielétricos, que possuem como uma das suas principais características a baixa tensão superficial, tornando-os molhante. Entre os fluidos molhantes usados neste trabalho, usou-se apenas o Etanol para esta análise, visto que a tensão superficial do HFE-7100 é muito baixa e sua densidade é alta, portanto, o fluido não estabiliza no interior da agulha do equipamento. Para verificar o comportamento de um fluido molhante nas espumas, usou-se uma gota de $3 \mu\text{L}$ de Etanol no tensiômetro. A Figura 34 apresenta as imagens no instante antes ($t < 0$) e após ($t = 0$) a gota tocar a espuma metálica.

Figura 34 - Molhabilidade das espumas metálicas usando uma gota de Etanol.



Fonte: Do próprio autor.

Portanto, verifica-se que mesmo a espuma metálica tendo comportamento hidrofóbico, os fluidos molhantes penetram a superfície em $t = 0$ e não formam uma gota estática sobre a superfície.

Uma maneira de caracterizar a dinâmica de fluidos molhantes em superfície porosa é por meio da análise de capilaridade, pois representa a capacidade dos fluidos serem absorvidos para o interior da espuma devido a ação capilar dos poros - regida pela equação de Young-Laplace para tubos capilares,

$$\Delta P = \frac{2\sigma \cos \theta}{d_p} \quad (96)$$

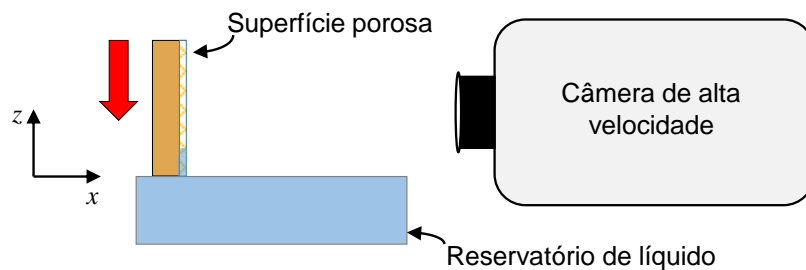
Existem dois métodos bastante usados na literatura para quantificar a capilaridade de meios porosos. O primeiro, utilizado por Nam *et al.* (2010), Ahn *et al.* (2012a), Deng *et al.* (2013), Gheitaghy *et al.* (2017) e Wang *et al.* (2018), que analisaram a capilaridade por meio da taxa de subida do fluido no meio poroso que permanece orientado perpendicularmente a um recipiente com líquido (Figura 35). Dessa maneira, uma vez que a amostra toca o líquido, o líquido sobe pela superfície devido ao gradiente de pressão existente nos poros. De acordo com a equação de Washburn (1921), a qual pode ser deduzida do balanço de momento do fluido no meio poroso desprezando o efeito da gravidade para ações que ocorrem em tempos

muito curtos, na ordem de milissegundos, o quadrado da altura de líquido absorvido (z^2) pode ser correlacionado linearmente com o tempo, como:

$$z^2 = \left(\frac{4\sigma}{\varepsilon\mu}\right) \left(\frac{K}{R_{\text{eff}}}\right) t \quad (97)$$

Neste caso, quando o raio efetivo do poro (R_{eff}) diminui, a diferença de pressão capilar aumenta, por outro lado, a permeabilidade (K) diminui.

Figura 35 – Esquema do aparato experimental utilizado para ensaio de capilaridade pelo método da taxa de subida de líquido na superfície.



Fonte: Do próprio autor.

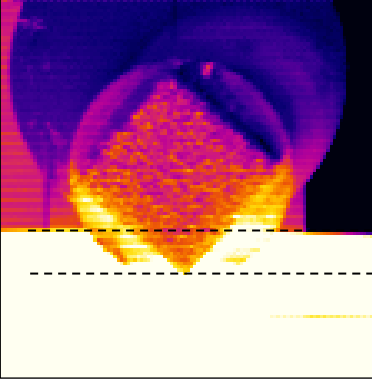
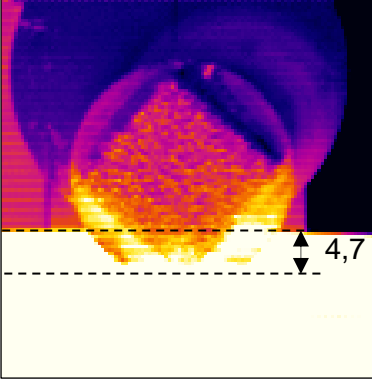
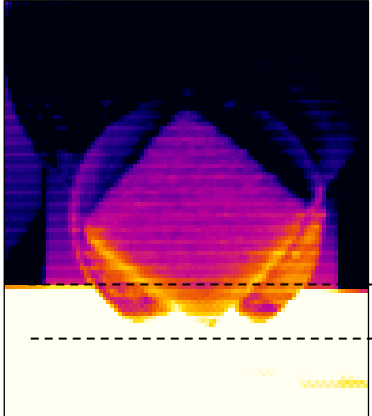
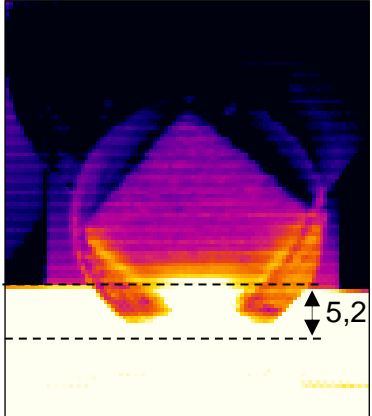
O segundo método foi empregado por Ahn *et al.* (2012b) e replicado por Rahman, Olçeroğlu e McCarthy (2014), Cao *et al.* (2018) e Cao *et al.* (2019). A técnica consiste na filmagem, com câmera de alta velocidade, do deslocamento da coluna de líquido (dh_c) dentro de um tubo capilar (com área A_c) quando o mesmo encosta na superfície a ser ensaiada. A capilaridade é dada pela taxa de volume de líquido que a superfície absorve no instante em que a mesma entra em contato com o tubo capilar, a qual é obtido por meio de

$$\dot{V} = A_c \left(\frac{dh_c}{dt}\right)_{t=0} \quad (98)$$

A fim de analisar a capilaridade das espumas metálicas deste trabalho, primeiramente utilizou-se o primeiro método descrito. Ele foi realizado utilizando uma câmera de alta velocidade infravermelha (Onca MWIR-InSb-320 high-speed IR camera), pois facilitou a visualização do fluido no interior do meio poroso devido a diferença de temperatura entre a superfície e o fluido testado. O reservatório de líquido foi preenchido com Etanol e aquecido a uma temperatura próxima de 35 °C para dar o contraste suficiente na captação da imagem infravermelha. A câmera foi posicionada na horizontal, perpendicularmente à posição da superfí-

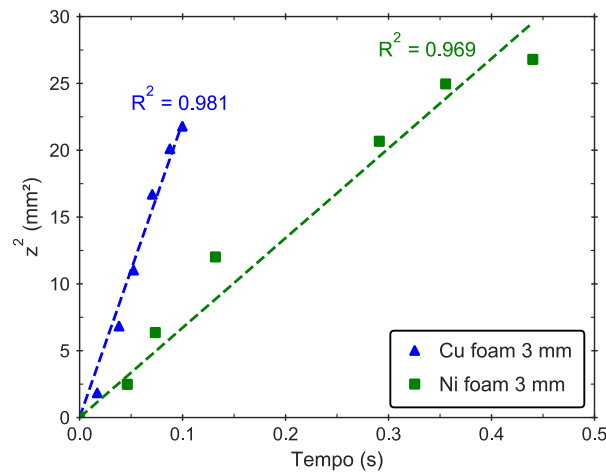
cie, a 20 centímetros da superfície de teste. Usando um ‘eixo-z’ móvel a superfície foi lentamente abaixada até encostar na piscina de fluido como mostra o esquemático da Figura 35. As imagens capturadas pela câmera infravermelha foram analisadas quadro a quadro no *software Tracker*[®] (BROWN; CHRISTIAN; HANSON, 2021). A Tabela 20 apresenta o quadro inicial, instante em que a superfície encosta na piscina de fluido, e o quadro final, no qual o fluido para de subir. O quadrado da altura de fluido absorvido pela superfície em função do tempo de subida do líquido, correlação apresentada na Eq. (97), é apresentado na Figura 36. Observa-se que há uma diferença na inclinação entre as retas da espuma de cobre e níquel, a qual é principalmente devido a razão entre a permeabilidade e o diâmetro do poro. Ou seja, a espuma de cobre permite uma maior penetração do líquido em menos tempo mesmo tendo um diâmetro médio de poro maior que a espuma de níquel. Ressalta-se que esta análise foi realizada para fins comparativos entre as duas espumas metálicas e não visou obter um valor absoluto de capilaridade. Portanto, para fins de caracterização o experimento foi conclusivo, por mais que não tenham sido testados ambos os fluidos (HFE-7100 e Etanol) e que a temperatura de teste não tenha sido igual a usada na bancada de ebulição.

Tabela 20 – Ensaio de capilaridade pelo método de subida de líquido para as espumas de cobre e níquel utilizando Etanol à 35 °C.

Amostra	$t = 0$	$t = t_{final}$
Cu foam 3 mm		
Ni foam 3 mm		

Fonte: Do próprio autor.

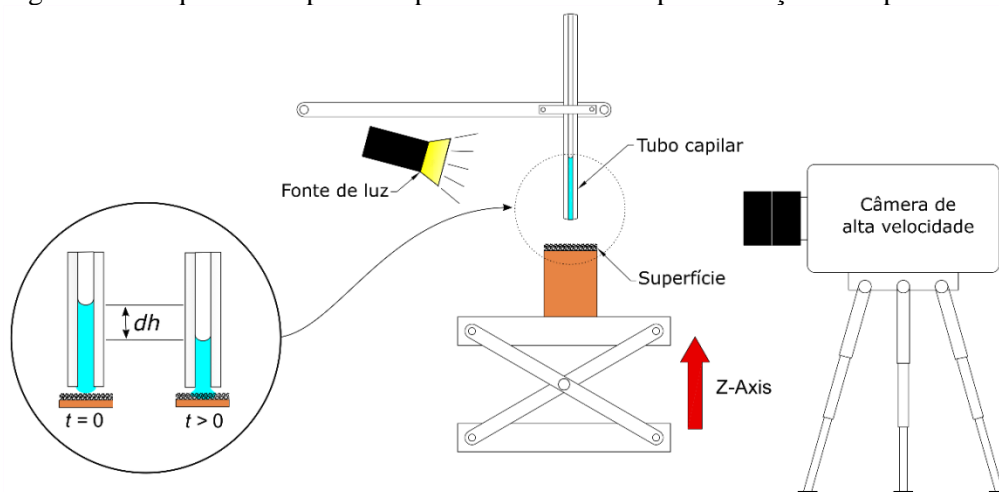
Figura 36 – Taxa de subida de Etanol nas espumas metálicas.



Fonte: Do próprio autor.

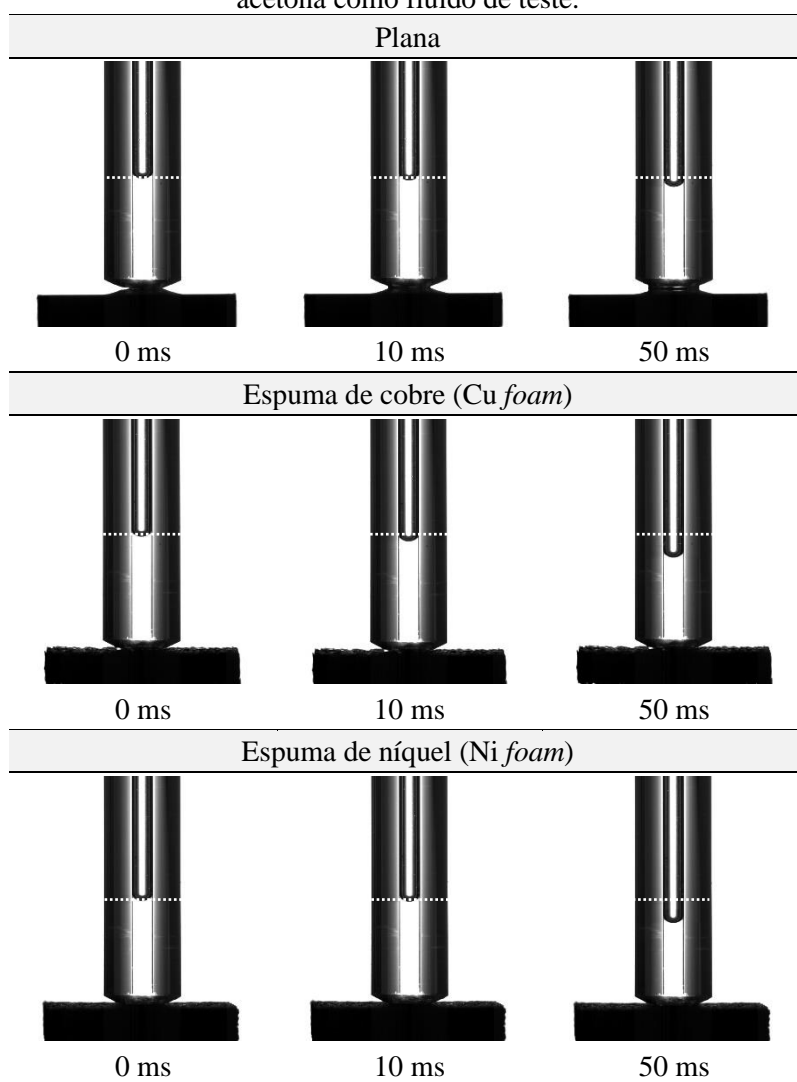
Como a Eq. (97) não leva em consideração a espessura da amostra foi preferido usar o segundo método para verificar se havia diferença na capilaridade variando a espessura. O esquema experimental utilizado na medição é apresentado na Figura 37. Uma câmera óptica de alta velocidade (Photron SA3) ajustada em 1000 fps em conjunto com uma objetiva MACRO 100 mm foi utilizada na captura das imagens do deslocamento do menisco no interior do tubo capilar com diâmetro de 1 mm e posteriormente a medição do deslocamento foi feita inserindo o vídeo no *software* Tracker® (BROWN; CHRISTIAN; HANSON, 2021). O fluido foi inserido no tubo capilar por meio da própria capilaridade do tubo, ou seja, uma piscina de fluido foi colocada em contato na ponta do tubo e o tubo succionou uma certa quantidade de fluido. Ressalta-se que a quantidade de fluido succionada para o interior do tubo foi sempre constante, assim, a altura inicial sempre igual. Os ensaios foram realizados à temperatura ambiente, assim como o fluido. Primeiramente, foram ensaiadas as espumas de cobre e níquel de 3 mm; além disso, uma terceira, plana, foi ensaiada para fins de comparação. A Tabela 21 apresenta as imagens obtidas durante o ensaio e a Figura 38 mostra a curva da quantidade de fluido absorvido pelo tempo. Observa-se que novamente a espuma de cobre possui um comportamento superior à de níquel, ou seja, ela é capaz de succionar o líquido para seu interior com uma maior rapidez. Em seguida, foram ensaiadas as superfícies com diferentes espessuras (Figura 39). Detalhes do procedimento para a variação da espessura é apresentado no Apêndice E. À medida que a espessura da espuma diminui há um aumento da taxa inicial de sucção.

Figura 37 - Esquema do aparato experimental utilizado para medição da capilaridade.



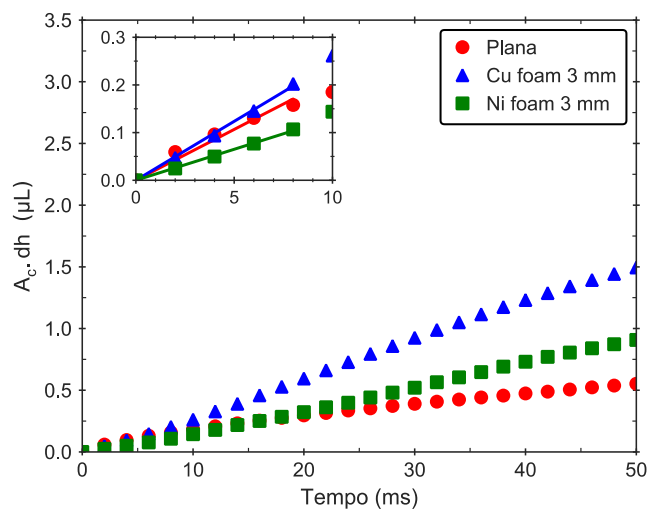
Fonte: Do próprio autor.

Tabela 21. Ensaios de capilaridade com superfície plana e espumas metálicas (Cu e Ni) utilizando acetona como fluido de teste.



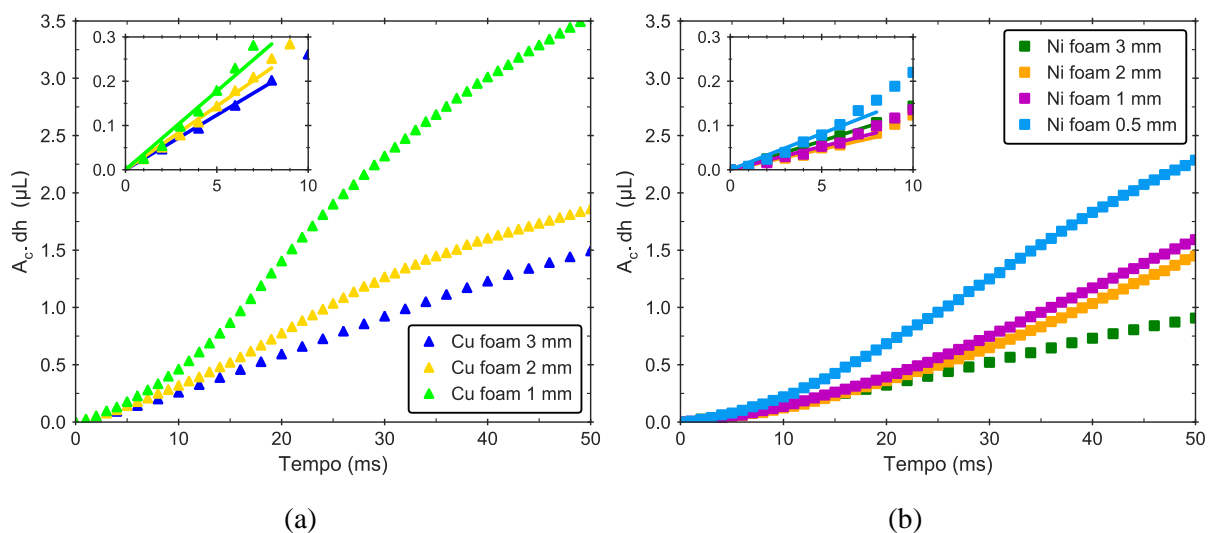
Fonte: Do próprio autor.

Figura 38. Volume absorvido pelas superfícies durante os primeiros 50 ms de ensaio.



Fonte: Do próprio autor.

Figura 39 - Volume absorvido pelas superfícies com diferentes espessuras durante os primeiros 50 ms de ensaio. (a) Cu foam; (b) Ni foam.



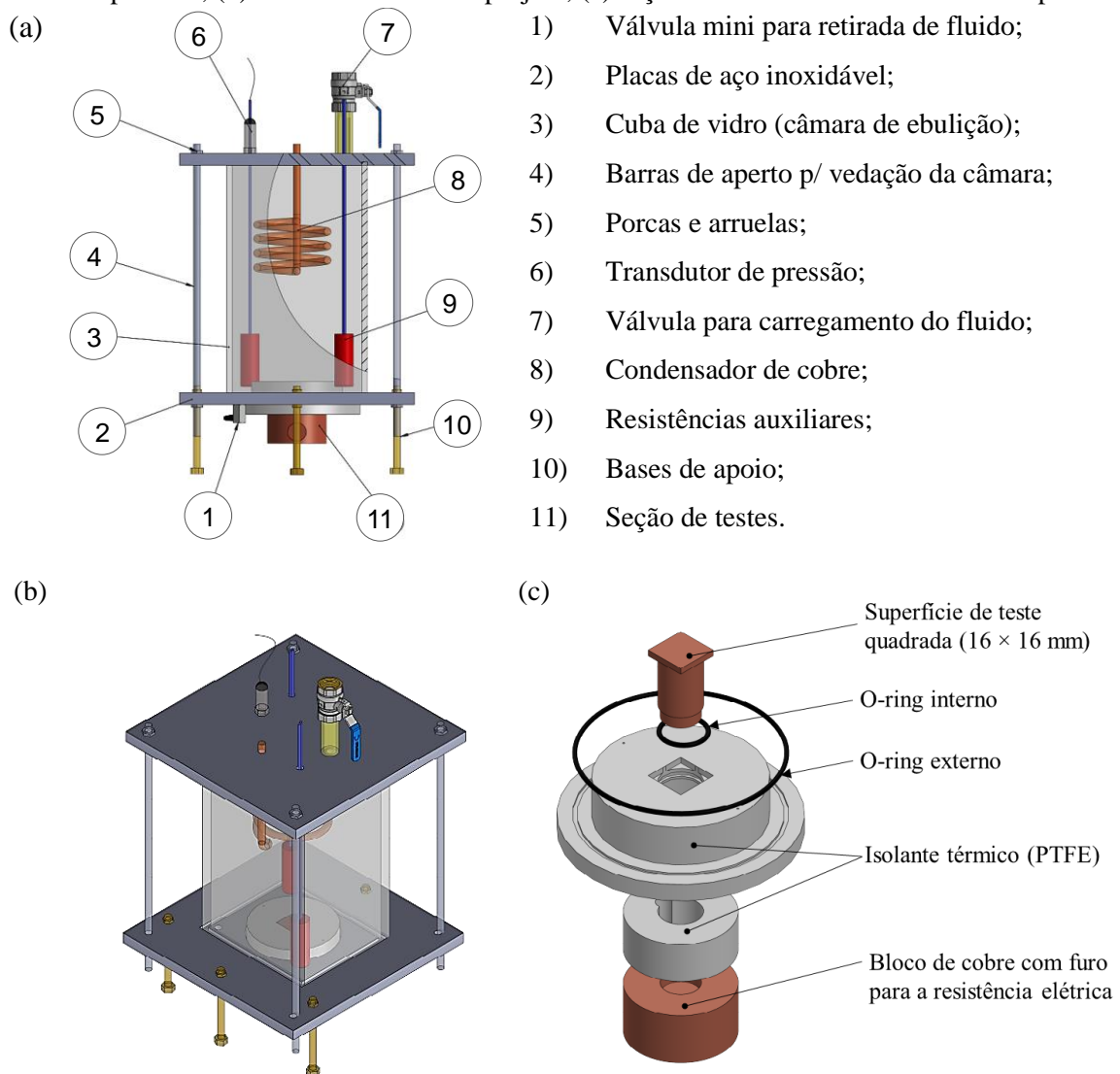
Fonte: Do próprio autor.

CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA ENSAIOS COM HFE-7100

4.1 Projeto, Construção e Montagem da Bancada Experimental

O projeto da bancada experimental foi elaborado em *software* CAD, para auxílio e redução de erros durante a fabricação e montagem de cada componente. A Figura 40 apresenta o projeto do aparato em diversas vistas.

Figura 40. Projeto da bancada experimental. (a) Vista frontal em corte parcial com descrição dos componente; (b) Vista isométrica do projeto; (c) seção de teste em vista isométrica explodida.

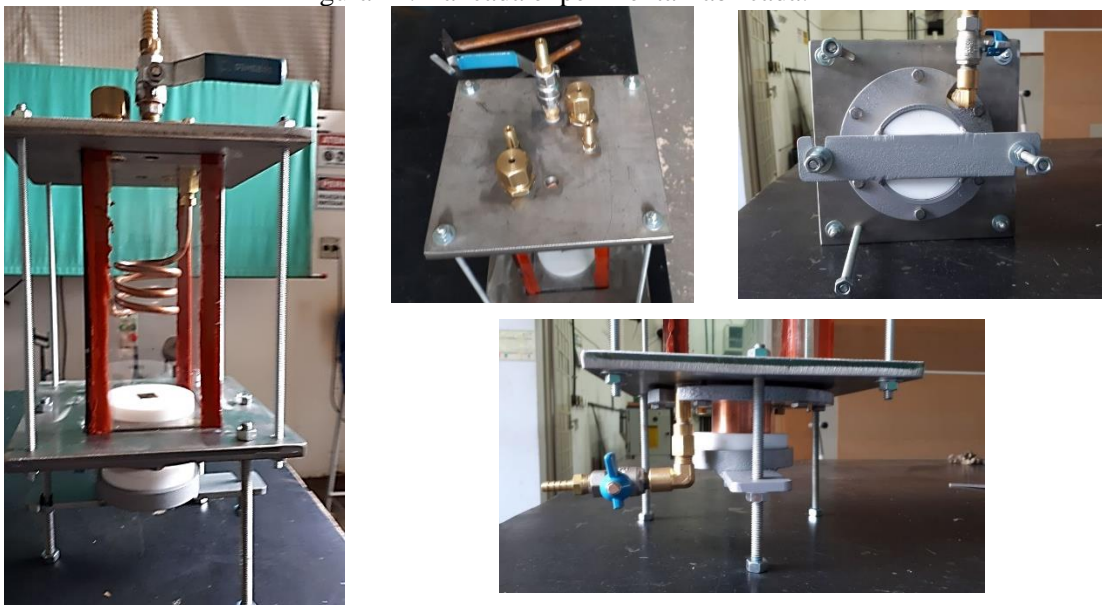


Fonte: Do próprio autor.

Após o projeto, a bancada foi construída com o auxílio do técnico em mecânica do Câmpus da FEIS/UNESP. A bancada construída é apresentada na Figura 41, a câmara de ebu-

lição consiste em um vidro retangular ($120 \times 100 \text{ mm}^2$) com 5 mm de espessura e 200 mm de altura, o qual está entre duas placas de aço inoxidável devidamente selado com borracha nitrílica e silicone. Para manter o conjunto unido, quatro barras roscadas de 6 mm foram colocadas nos vértices das chapas e apertadas com porcas e arruelas de modo a garantir a união e a vedação da bancada. Para que fosse possível introduzir fluido na bancada, uma válvula de esfera de $\frac{1}{2}$ polegada foi inserida na parte superior da bancada. Por meio dessa válvula também foi possível acoplar a bomba de vácuo para sucção de ar e impurezas do interior da bancada antes da inserção do fluido de trabalho. Na parte inferior uma válvula de esfera mini de $\frac{1}{4}$ de polegada foi inserida para realizar a drenagem do fluido após os ensaios. Para manter a pressão constante e o nível de líquido saturado constante no interior da câmara de ebulição, um condensador helicoidal de cobre foi fabricado e inserido na parte superior interna da câmara de ebulição. A medição da pressão foi feita usando um transdutor de pressão absoluto 0 – 2 bares da Ômega[®]. Além disso, resistências elétricas de cartucho com potência total de 200 W a 220 V foram adicionadas de modo a ficarem submersas no fluido de trabalho. As resistências foram responsáveis por degaseificar o fluido de trabalho e mantê-lo na temperatura de saturação para que os ensaios fossem realizados sem subresfriamento. Para conferir a temperatura do líquido e do vapor, dois termopares tipo K foram inseridos dentro da câmara de ebulição, sendo um imerso na piscina de fluido e outro na região de vapor, próximo ao condensador helicoidal. Por fim, na parte inferior da bancada foi inserido o conjunto da seção de teste, sendo a montagem detalhada na Figura 42.

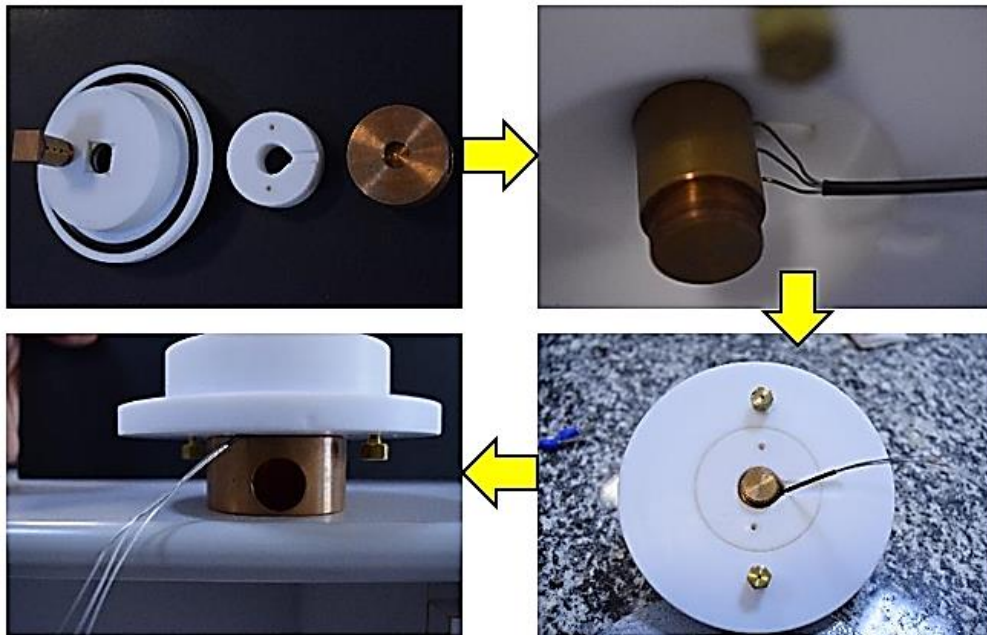
Figura 41. Bancada experimental fabricada.



Fonte: Do próprio autor.

A seção de teste foi fabricada usando cobre eletrolítico, a parte superior da seção é quadrada com 16 mm de lado. A fim de facilitar a vedação com o-ring, o corpo da seção foi feito na forma cilíndrica com 16 mm de diâmetro, portanto há uma variação de geometria 3 mm abaixo do topo da superfície. No corpo cilíndrico foram feitos três furos com espaçamento iguais de 6 mm para inserção dos termopares responsáveis por medir a temperatura e consequentemente o fluxo de calor real (medido). No total, o bloco de cobre possui uma altura de 60 mm. Foram utilizados termopares tipo K da Ômega de 0.5 mm com blindagem. Abaixo do corpo cilíndrico da seção de teste, foi rosqueado um bloco de cobre com um furo de 16 mm na direção radial para inserção da resistência elétrica de cartucho com potência total de 250 W a 220 V responsável pelo aquecimento da superfície. Por fim, a seção de teste foi isolada com politetrafluoroetileno (PTFE) para evitar perdas térmicas. O material foi selecionado pois suporta altas temperaturas na fase sólida.

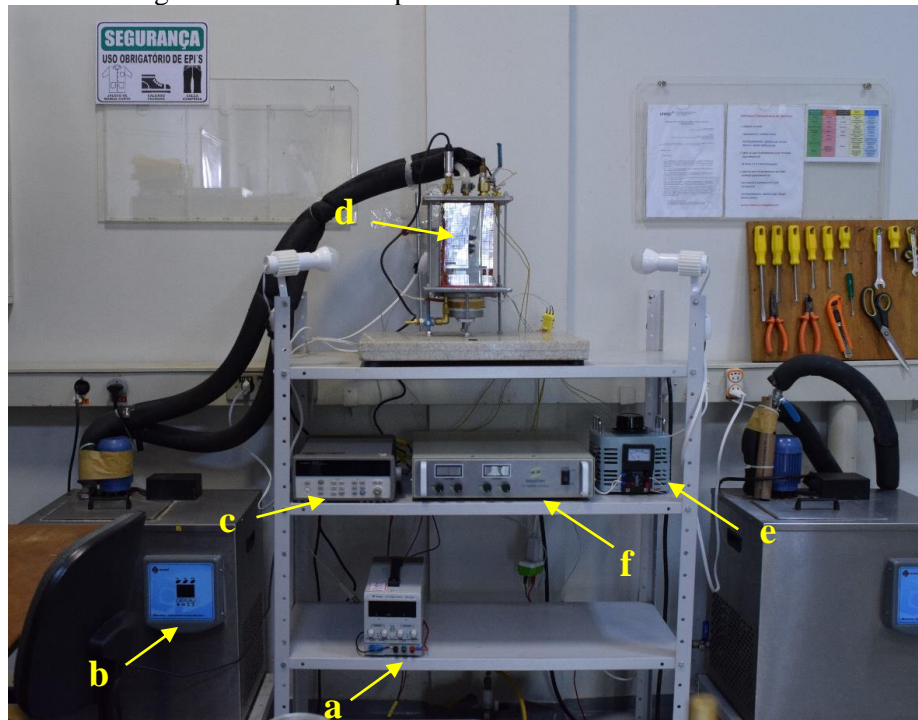
Figura 42. Montagem da seção de testes.



Fonte: Do próprio autor.

A bancada junto com os demais equipamentos (fontes de potência, banho termostático e *data acquisition*) montados no Laboratório de Escoamento Bifásico, no bloco M4 do Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP/Câmpus de Ilha Solteira, é apresentada na Figura 43.

Figura 43. Bancada experimental montada no laboratório.



(a) Fonte de alimentação CC 30 V para transdutor de pressão, (b) Banho termostático para o condensador, (c) *data acquisition*, (d) Bancada experimental, (e) VARIAC 0 – 240 V para controle da resistência auxiliar e (f) Fonte de potência CC 0 – 300 V para variação do fluxo de calor.

Fonte: Do próprio autor.

O banho termostático, QUIMIS[®] Q241M preenchido com água foi utilizado para controlar a temperatura na serpentina de cobre (condensador) localizada na parte superior da câmara de ebulição. O *data acquisition* (DAQ) AGILENT[®] 34970A com slot multiplixador de 16 canais (2 fios) foi utilizado para a leitura dos sinais dos termopares, transdutor de pressão e fonte de potência. O VARIAC com capacidade de 0-240 VAC, 5 A, foi usado para o controle de tensão nas resistências elétricas de cartucho submersas no fluido de trabalho (resistências auxiliares). Uma fonte de potência DC, Supplier[®], estabilizada com capacidade de 0 -300 VDC foi usada para fornecimento de potência para resistência de cartucho acoplada na seção de teste.

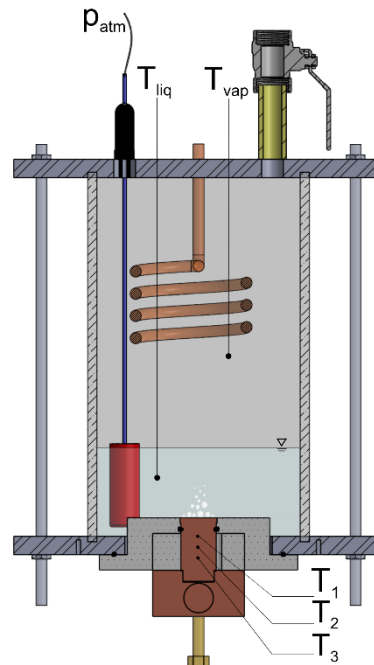
4.2 Procedimento Experimental dos Ensaio de Ebulição

Os ensaios experimentais em ebulição em piscina foram realizados no aparato apresentado neste capítulo.

Antes do início de cada ensaio o fluido foi mantido em ebulição por 30 minutos apenas pelo aquecedor auxiliar para a retirada de gases aprisionados e condensados no fluido de trabalho.

Os termopares tipo K de medição da temperatura do líquido (T_{liq}) e vapor (T_{vap}) do fluido de trabalho foram alocados dentro da câmara de ebulição e usados para controlar a potência do aquecedor auxiliar e a temperatura do banho termostático. Os demais termopares tipo K alocados no bloco de cobre foram utilizados para medição do fluxo de calor (q''_{medido}) assim como estimar a temperatura da superfície (T_p). A Figura 44 apresenta a disposição dos termopares na bancada experimental, assim como o transdutor de pressão utilizado para a medição da pressão no interior da câmara (que permaneceu fechada durante os ensaios), a qual foi mantida a uma pressão próxima a atmosférica local ($p_{atm} \approx 98$ kPa).

Figura 44. Disposição dos termopares na bancada experimental.



Fonte: Do próprio autor.

A potência foi aplicada em patamares crescentes na resistência elétrica principal, abaixo da seção de testes, por uma fonte variável de corrente contínua (CC). Cada patamar correspondeu a um valor de fluxo de calor conhecido que foi usado como referência para o cálculo do fluxo medido e o fluxo perdido.

4.2.1 Redução dos dados experimentais e incerteza de medição

Os dados de tensão aplicada pela fonte de potência CC, da pressão interna na câmara de ebulição e das temperaturas capturadas pelos termopares foram lidos pelo DAQ e registra-

dos em tempo real em um microcomputador através de comunicação serial (RS-232) e tratados conforme as equações abaixo.

O fluxo de calor medido foi calculado pela equação de Fourier de condução assumindo a condução unidimensional (na direção axial) no corpo cilíndrico da seção de teste,

$$q'' = \left(k_{\text{Cu}} \frac{T_3 - T_1}{L_{13}} \right) \quad (99)$$

Devido a diferença de área da seção circular onde os termopares foram alojados e a área de seção quadrada que está em contato com o fluido, o fluxo de calor diminui pela razão de área,

$$\frac{A_{\text{circular}}}{A_q} = \frac{\frac{\pi}{4} 16^2}{16^2} = \frac{\pi}{4} \quad (100)$$

Portanto, o fluxo de calor medido na seção quadrada é igual a:

$$q''_{\text{medido}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(k_{\text{Cu}} \frac{T_3 - T_1}{L_{13}} \right) \quad (101)$$

a qual foi validada comparando-a com o perfil de temperatura obtido pelos 3 termopares na Figura 45. Posteriormente, q''_{medido} foi comparado com o fluxo de calor aplicado,

$$q''_{\text{aplicado}} = V \cdot I = \frac{V^2}{R_{\text{ohms}}} \cdot \frac{1}{A_q} \quad (102)$$

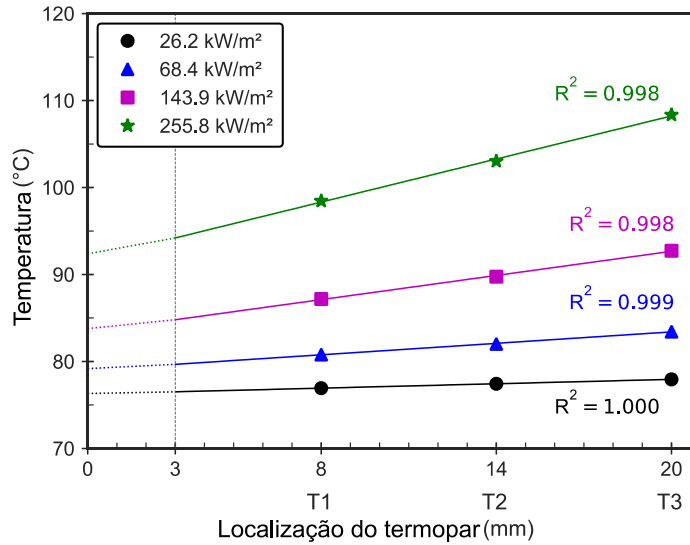
Em seguida, q''_{medido} foi utilizado para o cálculo da temperatura da parede da superfície,

$$T_p = T_1 - \frac{q''_{\text{medido}}}{k_{\text{Cu}}} \left(\frac{4}{\pi} L_{1q} + L_{qp} \right) \quad (103)$$

onde k_{Cu} é a condutividade térmica do cobre à temperatura média dos termopares inseridos no bloco de cobre; L_{1q} é a distância do termopar T_1 até o início da seção transversal quadrada (L_{1q}

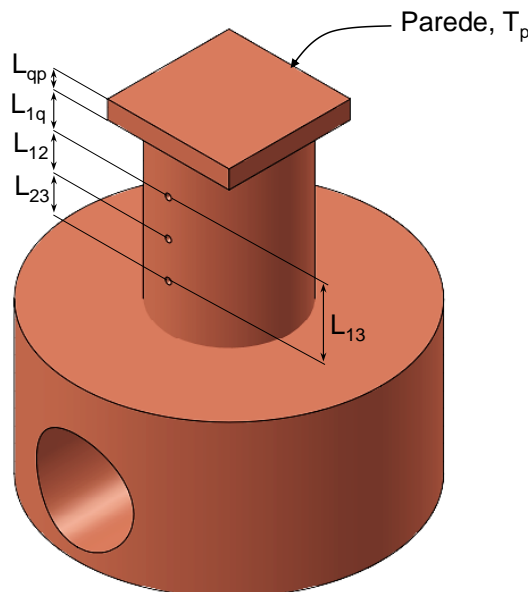
= 5 mm); e L_{qp} é a distância do início da seção quadrada até a parede da superfície que está em contato com o fluido de trabalho ($L_{qp} = 3$ mm) conforme apresenta a Figura 46. O fator $4/\pi$ é devido a mudança de seção circular para quadrada, causando um aumento de área – o Apêndice A apresenta a simulação numérica do fluxo de calor na mudança da geometria para validar a Eq. (103).

Figura 45 – Validação do perfil linear de temperatura.



Fonte: Do próprio autor.

Figura 46 – Distância entre os termopares e a parede da superfície de aquecimento.



Fonte: Do próprio autor.

O coeficiente de transferência de calor foi calculado usando a lei de Newton do resfriamento,

$$h = \frac{q''_{\text{medido}}}{T_p - T_{\text{sat}}(p_{\text{atm}})} = \frac{q''_{\text{medido}}}{\Delta T_{\text{sat}}} \quad (104)$$

4.2.2 Incerteza experimental

A incerteza experimental (u) foi calculada usando o método da série de Taylor, introduzido por Kline e McClintock (1953), descrito por Moffat (1988) e Coleman e Steele (2009), e padronizado pelo *Bureau International des Poids et Mesures* (BIPM), o qual foi traduzido pelo INMETRO (INMETRO, 2008).

A incerteza combinada de um resultado R é função das variáveis independentes X_i ,

$$u_R = \left[\sum_i^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} u_{X_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (105)$$

onde $\partial R/\partial X_i$ é o coeficiente de sensibilidade absoluto. Para equações na forma de produto com as variáveis de primeira ordem, a Eq. (105) pode ser reduzida para a forma de incerteza relativa,

$$\frac{u_R}{R} = \left[\sum_i^n \left(\frac{u_{X_i}}{X_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (106)$$

onde não há a necessidade do cálculo das derivadas parciais (coeficiente de sensibilidade absoluto).

Portanto, para o fluxo de calor, Eq. (99), e o coeficiente de transferência de calor, Eq. (39), as incertezas experimentais relativas são respectivamente:

$$\frac{u_{q''_{\text{medido}}}}{q''_{\text{medido}}} = \left[\left(\frac{u_{\Delta T_{13}}}{\Delta T_{13}} \right)^2 + \left(\frac{u_{L_{13}}}{L_{13}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (107)$$

$$\frac{u_h}{h} = \left[\left(\frac{u_{\Delta T_{\text{sat}}}}{\Delta T_{\text{sat}}} \right)^2 + \left(\frac{u_{q''_{\text{medido}}}}{q''_{\text{medido}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (108)$$

onde a incerteza da diferença de temperatura dos termopares tipo K é $\pm 0,3$ K (obtida pela calibração no Apêndice B) enquanto a incerteza da medida de distância é estimada pela distribuição retangular da resolução do instrumento de medição ($\pm 0,05/\sqrt{3}$). No entanto, $u_{\Delta T_{\text{sat}}}$ não é obtida através da diferença de temperatura dos termopares, pois depende de T_p , Eq. (103), que por sua vez não pode ser calculada pela forma reduzida, Eq. (106). Logo $u_{\Delta T_{\text{sat}}}$ é dada por,

$$u_{\Delta T_{\text{sat}}} = \left[\left(u_{(T_1 - T_{\text{sat}})} \right)^2 + \left(\frac{-(4/\pi) \cdot L_{1q} - L_{qp}}{k_{Cu}} u_{q''_{\text{medido}}} \right)^2 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{-q''_{\text{medido}}}{k_{Cu}} u_{L_{1q}} \right)^2 + \left(\frac{q''_{\text{medido}}}{k_{Cu}} u_{L_{qp}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (109)$$

4.3 Validação do Aparato Experimental

Antes dos ensaios com as espumas metálicas, foi necessário um ensaio de validação com a parede da superfície de teste sem nenhuma modificação, ou seja, uma superfície plana a fim de obter uma curva de referência que pudesse ser comparada com métodos de predição encontrados na literatura. Ressalta-se que nesta seção serão apresentados apenas os resultados finais da validação da bancada. As dificuldades encontradas até que o resultado final fosse obtido são apresentadas no Apêndice B.

Há na literatura uma série de modelos e correlações que se mostram capazes de prever o HTC dado o fluido de trabalho e a característica da superfície conforme apresentado na Seção 2.9. Para superfícies sem grandes alterações como as planas rugosas podem ser aplicados os modelos apresentados na Tabela 6. Primeiramente, optou-se por validar o aparato utilizando a clássica correlação de Rohsenow (1952), Eq. (61), que pode ser rearranjada na forma de coeficiente de transferência de calor,

$$h = \frac{1}{C_{sf}} \frac{q'' c_{p,l}}{h_{lv}} \left[\frac{q''}{\mu_l h_{lv}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{-r} Pr_1^{-s} \quad (110)$$

e a de Ribatski e Jabardo (2003), Eq. (66), a qual foi modelada para fluidos refrigerantes.

Além destas, também foi utilizada o ajuste de curva proposto por Stephan (1992),

$$h = Cq''^n \quad (111)$$

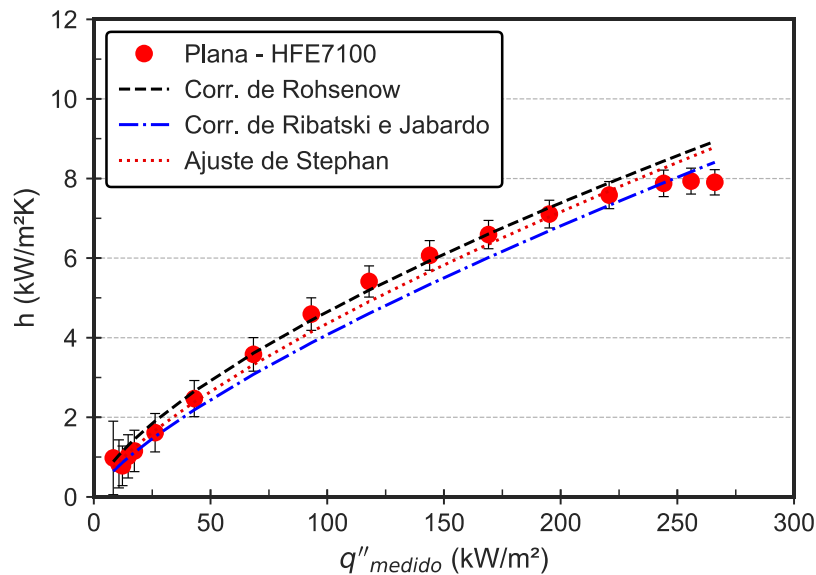
na qual C é um coeficiente que depende do par fluido-superfície e n é o expoente do fluxo de calor que tem seu valor entre 0,6 e 0,8.

Assim como o HTC, o CHF também pode ser predito através de correlações. Vários modelos foram relatados no trabalho de Liang e Mudawar (2018a) e seus mecanismos físicos analisados. De maneira semelhante a validação para o HTC, validou-se o ponto crítico (CHF) a partir de duas correlações: uma clássica, Zuber (1959), Eq. (83); e outra desenvolvida por El-Genk e Bostanci (2003) para HFE-7100, Eq. (88).

4.3.1 Validação utilizando HFE-7100 como fluido de trabalho

Neste ensaio, a superfície plana possuía um acabamento rugoso obtido através de polimento com lixa #600, com rugosidade média $R_a = 0,14 \mu\text{m}$. Colocou-se 400 mL de fluido na câmara de ebulição – resultando em uma coluna de água de aproximadamente 50 mm. Variou-se o fluxo de calor aplicado de 10 kW/m^2 até 270 kW/m^2 . A Figura 47 apresenta o resultado do HTC obtido comparado com os resultados das correlações apresentadas. Para a correlação de Rohsenow (1952) usou-se $C_{sf} = 0,005$ baseado no trabalho de Cao, Wu e Sundén (2019). Enquanto que para Ribatski e Jabardo (2003) o usou-se o parâmetro $f_w = 100$, dado pelos próprios autores da correlação.

Figura 47. Validação da bancada experimental utilizando HFE-7100 como fluido de trabalho.



Fonte: Do próprio autor.

O erro absoluto médio (*mean absolute percentual error*, MAPE) entre os resultados experimentais, na região de ebulição nucleada, e as correlações pode ser calculado utilizando

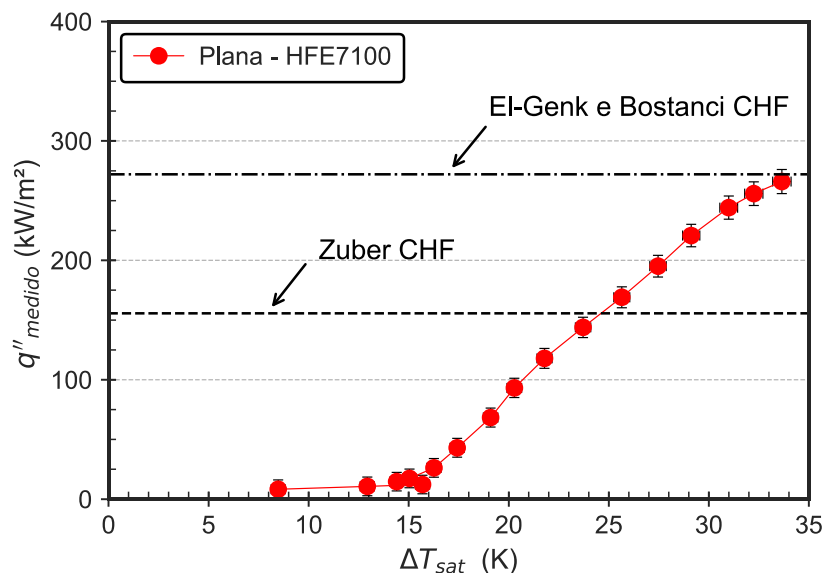
$$\text{MAPE} = \frac{\sum_{i=1}^N \left| \frac{h_{i,\text{exp}} - h_{i,\text{correlação}}}{h_{i,\text{correlação}}} \right|}{N} \quad (112)$$

O MAPE foi de 7,5% e 8,9% para Rohsenow (1952) e Ribatski e Jabardo (2003), respectivamente. Além disso, o valor do coeficiente n de Stephan (1992) foi 0,716, com um $R^2 = 0,985$.

O ponto de máximo HTC ocorreu em $q'' = 255,8 \text{ kW/m}^2$ sendo seguido de um ponto com fluxo de calor superior onde instabilidades foram visualizadas e o equipamento foi desligado para evitar danos. Portanto, neste trabalho, assim como em Cardoso *et al.* (2011), foi considerado o fluxo de calor crítico igual ao ponto onde o HTC é máximo.

Para fins de comparação, a Figura 48 apresenta a curva de ebulição do ensaio de validação com os valores das correlações de Zuber (1959) e El-Genk e Bostanci (2003). O CHF está situado entre os dois valores preditos, sendo a correlação de El-Genk e Bostanci (2003) a que se aproxima mais do valor experimental.

Figura 48. Curva de ebulição para o HFE-7100 como fluido de trabalho.

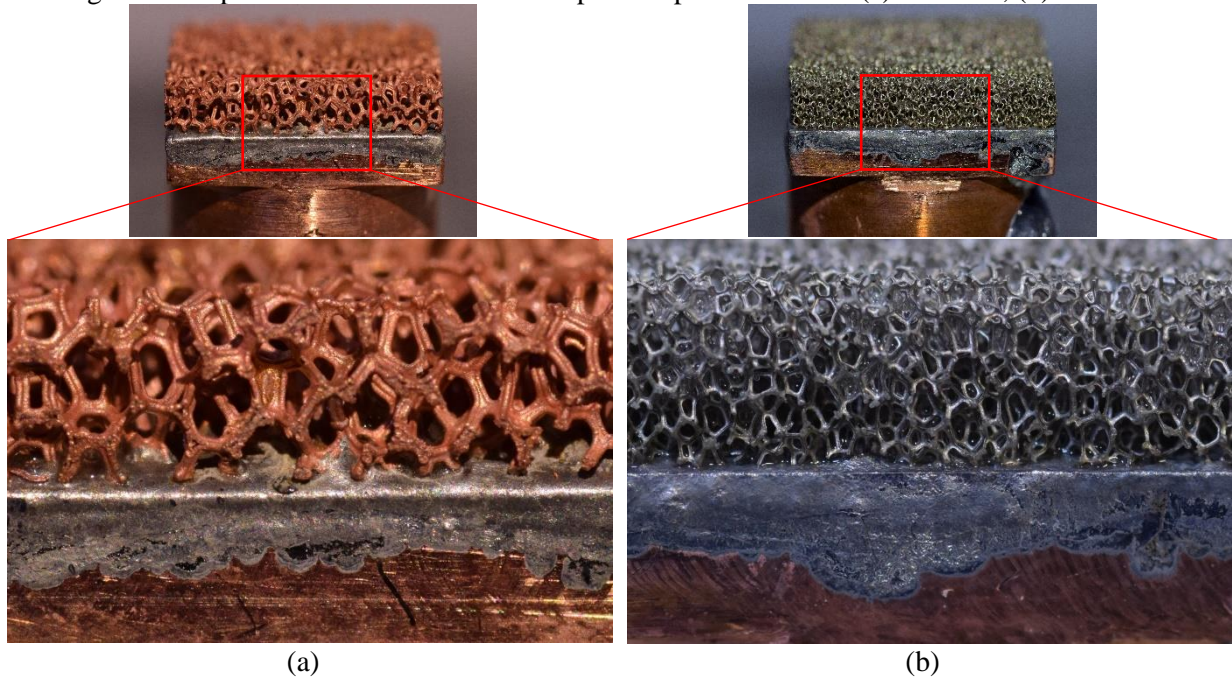


Fonte: Do próprio autor.

4.4 União das espumas metálicas na superfície plana

Para realizar os ensaios com as espumas metálicas foi necessário soldá-las na superfície plana de cobre. Essa técnica foi usada por outros autores que realizam estudos semelhantes, tais como Xu *et al.*(2008) Xu e Zhao (2015) e Doretto *et al.* (2018). O processo de solda foi feito pelo processo de brasagem por meio da aplicação de uma fina camada de liga de estanho ($\approx 0,1$ mm) que foi aquecida até o ponto de fusão (≈ 200 °C). Um peso morto foi colocado para pressionar a espuma contra a superfície e a camada de liga de estanho até que a mesma solidificasse. Para melhor adesão, tanto na superfície plana quanto na espuma, foi utilizada uma resina orgânica composta de ácido abiético (fluxo ou pasta de solda) com a finalidade de retirar óxidos e impurezas. A Figura 49 apresenta as espumas soldadas na superfície plana de cobre e uma ampliação para destacar a região soldada.

Figura 49. Espumas metálicas soldadas à superfície plana de cobre. (a) Cu foam; (b) Ni foam.



Fonte: Do próprio autor.

A resistência de contato causada pela solda foi calculada baseando-se na condutividade térmica do material de solda (“Tin-Lead Solders”, 2021) e na sua espessura aproximada (0,1 mm),

$$R''_{t,c} = \frac{L_{\text{solda}}}{k_{\text{solda}}} = \frac{0.001}{47.8} = 2,1 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad (113)$$

O valor foi comparado com a menor resistência térmica de convecção dos ensaios experimentais com espumas metálicas (Capítulo 5 e Capítulo 6),

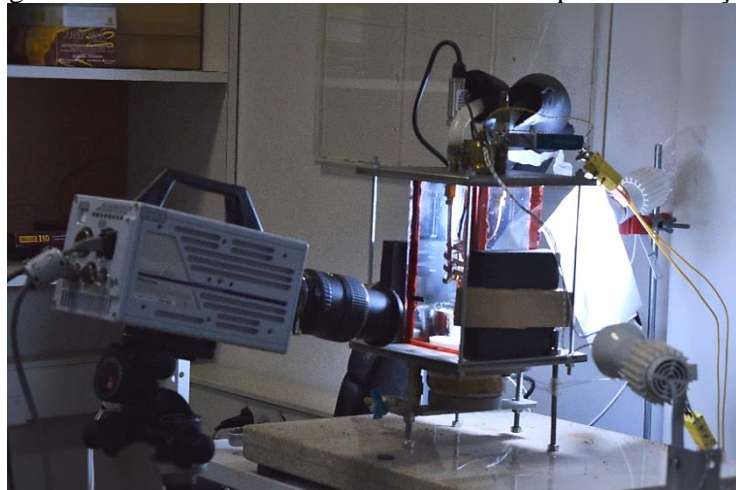
$$R''_{t,foam} = \frac{T_p - T_\infty}{q''} = \frac{1}{h} \quad (114)$$

que foi de $2,3 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. Portanto, a resistência de contato causada pela solda é uma ordem de grandeza menor do que a menor resistência de contato convectiva ou o maior HTC.

4.5 Visualização do fenômeno de ebulição

Durante os ensaios de ebulição em piscina, com as superfícies plana e as espumas metálicas, foram feitas filmagens a 1000 FPS (*frames* por segundo) com uma resolução de 1024×1024 pixels utilizando uma câmera de alta velocidade, Photron FASTCAM SA3, em conjunto com uma objetiva Tokina MACRO 100 mm com o objetivo de comparar o padrão de ebulição em cada condição de ensaio e, quando possível, medir o diâmetro e frequência de partidas de bolhas de vapor. A Figura 50 apresenta a instalação do equipamento durante um ensaio.

Figura 50 – Câmera de alta velocidade instalada para visualização.

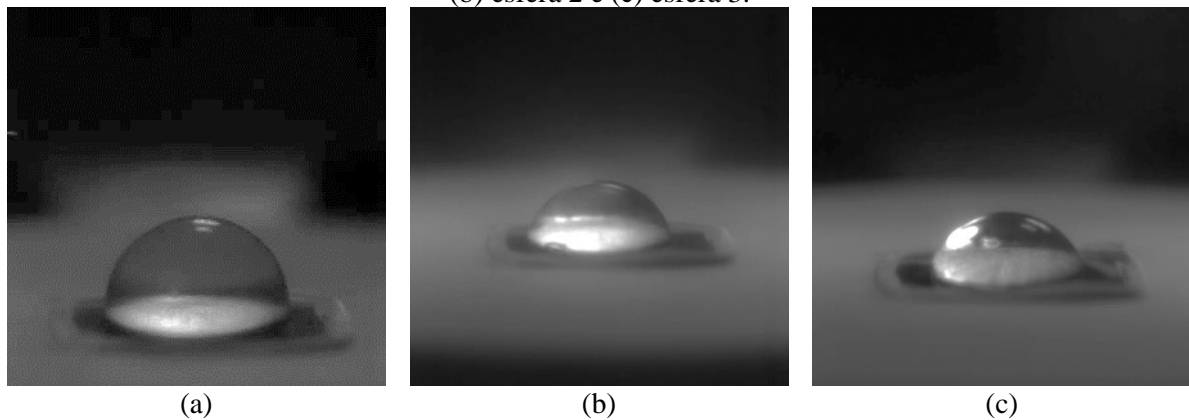


Fonte: Do próprio autor.

4.5.1 Calibração da câmera de alta velocidade

Antes dos ensaios de ebulição, a calibração da câmera de alta velocidade foi realizada inserindo, sobre uma superfície plana de 16×16 mm, metades de esferas com diâmetro conhecido medidas por um paquímetro com 0,02 mm de resolução, uma de cada vez, dentro da câmara de ebulição. A câmara de ebulição foi preenchida com fluido para verificar se havia alguma distorção na imagem. A Figura 51 mostra a fotografia de cada esfera no interior da câmara.

Figura 51 – Metades de esferas no interior da câmara de ebulição preenchida com fluido. (a) esfera 1; (b) esfera 2 e (c) esfera 3.



Fonte: Do próprio autor.

Após as filmagens, os vídeos foram carregados em um *software* de *tracking*, Tracker[®] (BROWN; CHRISTIAN; HANSON, 2021). O *software* em questão possui uma função chamada *circle fitter* que retorna o raio de uma circunferência após ser selecionado três pontos no *frame*. Para calibração das coordenadas, foi utilizado como referência o lado frontal da superfície de aquecimento (16 mm). A relação de conversão mm/pixel varia um pouco para cada filmagem, pois o posicionamento da bancada e da câmera sofrem alguns deslocamentos a cada montagem. A Tabela 22 apresenta os valores dos diâmetros das esferas e os valores obtidos pelo Tracker[®] assim como os erros. Nota-se que os valores medidos obtiveram um erro menor que 10%.

Tabela 22 – Valores da calibração da câmera de alta velocidade usando esferas.

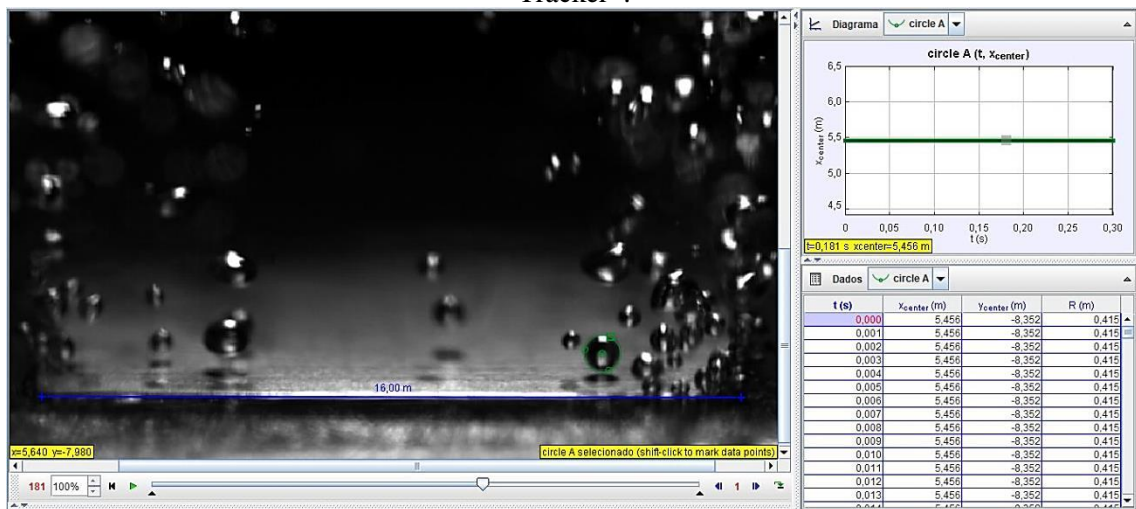
Esferas	Diâmetro verdadeiro (mm)	Diâmetro medido no Tracker (mm)	Conversão mm/pixel	Erro absoluto (mm)	Erro relativo
1	11,24	10,20	0,020	1,04	9,3%
2	10,62	10,11	0,025	0,51	4,8%
3	10,50	10,06	0,023	0,44	4,2%

Fonte: Do próprio autor

4.5.2 Processamento das imagens

Após a calibração, foram feitas as filmagens para a medição do diâmetro de partida da bolha de vapor (D_d) (Figura 52). Conforme os *frames* foram passados manualmente, foi possível seguir a bolha de vapor e alterar, quando necessário, os pontos para o ajuste da circunferência.

Figura 52 – Medição do diâmetro de partida da bolha de vapor na superfície plana através do *software Tracker*®.



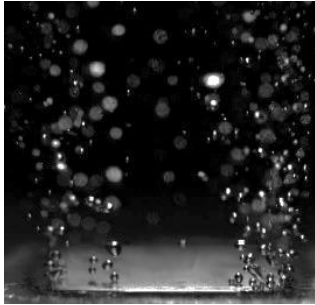

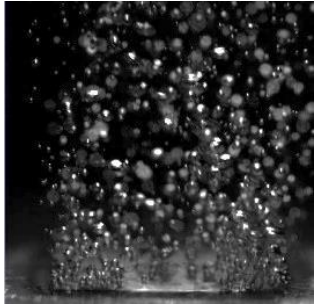
Fonte: Ignácio *et al.* (2020).

O diâmetro foi calculado a partir da média de medições realizadas nos *frames* nos instantes após o desprendimento da superfície, conforme realizado por Thiagarajan *et al.* (2015). Para cada patamar de fluxo de calor, os diâmetros foram medidos em pelo menos três sítios de nucleação diferentes durante 1 segundo de gravação. A quantidade de bolhas depende da frequência de emissão de cada sítio e do fluxo de calor aplicado. Por fim, a média dos diâmetros de todas as bolhas para cada condição experimental foi calculada.

4.5.3 Validação da medição do diâmetro da bolha de vapor

Para validar o método de medição e comparar com demais trabalhos e modelos disponíveis na literatura, os três primeiros fluxos de calor aplicado na superfície plana (Tabela 23), após o ONB, foram medidos usando a metodologia descrita anteriormente. Após o fluxo aplicado de 35 kW/m^2 a visualização do crescimento e partida de uma bolha é dificultada devido às coalescências que ocorrem perto a superfície.

Tabela 23 – Visualização das bolhas de vapor para baixos fluxos de calor e para a superfície plana.

	23 kW/m ²	25 kW/m ²	35 kW/m ²
q_{aplicado}''	23 kW/m ²	25 kW/m ²	35 kW/m ²
q_{medido}''	14,6 kW/m ²	17,3 kW/m ²	26,2 kW/m ²
ΔT_{sat}	14,4 K	15,0 K	16,3 K
Frame de amostra			

Fonte: Do próprio autor.

Para comparar com os valores medidos, usou-se primeiramente os modelo de Fritz (1935), Eq. (63). Porém o modelo é diretamente proporcional ao valor do ângulo de contato (em graus) que é extremamente baixo e de difícil medição para o HFE-7100. Um segundo modelo, Borishanskiy *et al.* (1981),

$$D_d \left(\frac{P_c M}{k_b T_c} \right)^{1/3} = 5,0 \times 10^5 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{-0,46} \quad (115)$$

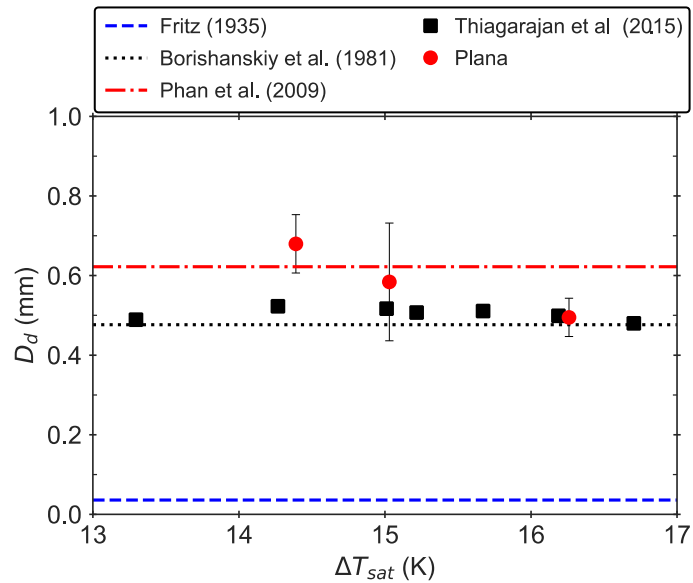
o qual não leva em consideração o ângulo de contato; e a constante de Boltzmann $k_b = 1,3805 \times 10^{-23}$, também foi usado. Um modelo mais recente, Phan *et al.* (2009),

$$D_d = 0,63 \times \frac{(2 + 3 \cos \theta - \cos^3 \theta)}{4} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2} \quad (116)$$

o qual usa o ângulo de contato em uma função trigonométrica, diminuindo assim a sensibilidade no caso de fluidos molhantes, foi o terceiro modelo usado.

A Figura 53 apresenta os resultados experimentais e os modelos aqui mencionados, considerando um ângulo de contato estático igual a 2°. Além disso, foram plotado os dados experimentais obtidos por Thiagarajan *et al.* (2015). O erro absoluto médio percentual, MAPE, para cada modelo foi 55%, 11% e 7,5% para Fritz (1935), Borishanskiy *et al.* (1981) e Phan *et al.* (2009), respectivamente.

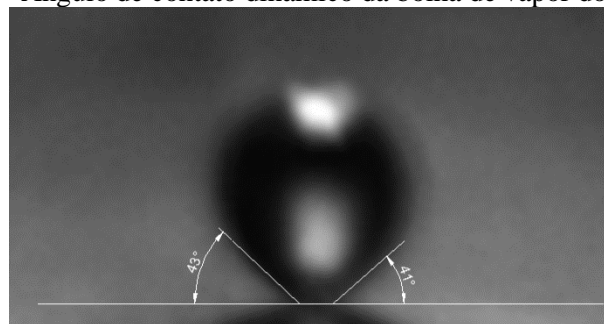
Figura 53 – Diâmetro de partida da bolha de vapor de HFE-7100 considerando o ângulo de contato estático.



Fonte: Do próprio autor.

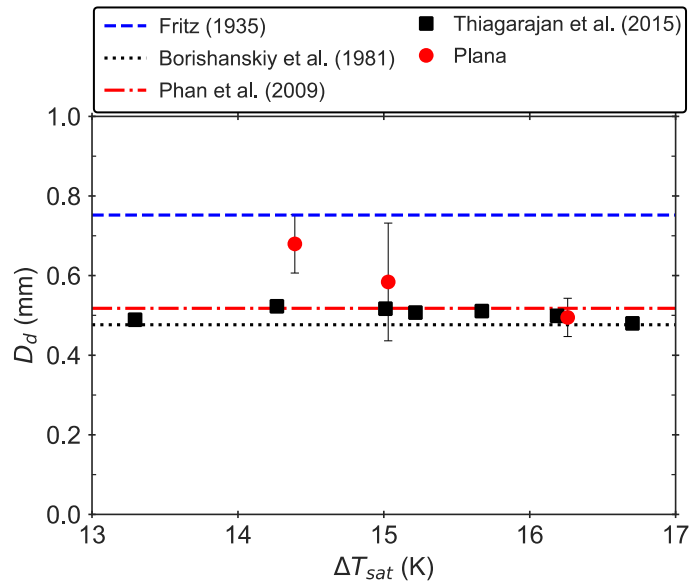
Segundo Thiagarajan *et al.* (2015), é razoável assumir que durante o processo de ebulição, o ângulo de contato dinâmico (o qual tende a ser muito maior que o ângulo de contato estático) é um parâmetro mais relevante que o ângulo de contato estático. Além disso, segundo Wang *et al.* (2019), o ângulo de contato estático medido através de imagens fotográficas de uma gota de fluido exposta ao ar não representa o comportamento verdadeiro da dinâmica de crescimento de uma bolha de vapor sobre uma superfície aquecida em uma piscina de líquido. Desta maneira, mediu-se o ângulo de contato da bolha de vapor no instante antes ao seu desprendimento (Figura 54). A média dos ângulos é igual a 42° , valor próximo ao sugerido por Thiagarajan *et al.* (2015) que sugeriu ângulos entre 41° e 48° . Em seguida, calcularam-se os modelos novamente, porém utilizando o ângulo dinâmico como parâmetro. Por fim, a Figura 55 apresenta os novos valores plotados.

Figura 54 – Ângulo de contato dinâmico da bolha de vapor do HFE-7100.



Fonte: Do próprio autor.

Figura 55 - Diâmetro de partida da bolha de vapor de HFE-7100 considerando o ângulo de contato dinâmico.



Fonte: Do próprio autor

O erro absoluto médio percentual, MAPE, para cada modelo foi 16,6%, 11% e 8,4% para Fritz (1935), Borishanskiy *et al.* (1981) e Phan *et al.* (2009), respectivamente. Conforme previsto, a mudança do ângulo aumenta drasticamente o valor do diâmetro de partida para a correlação de Fritz e diminui o seu erro médio consequentemente. Para o modelo de Borishanskiy *et al.* (1981) não houve nenhuma alteração, visto que o mesmo não é função deste parâmetro. O modelo de Phan *et al.* (2009) sofreu uma diminuição em seu valor, alterando o erro em aproximadamente 1%. Portanto, os valores obtidos experimentalmente possuem valores próximos aos dos modelos empíricos e aos dados experimentais de outros autores. Além disso, como sugerido por Thiagarajan *et al.* (2015) e Wang *et al.* (2019), o ângulo de contato dinâmico é uma melhor opção para o levantamento desses modelos.

CAPÍTULO 5– RESULTADOS E DISCUSSÕES PARA EBULIÇÃO COM HFE-7100

5.1 Espumas com espessura constante (3 mm)

Após a soldagem das superfícies, estas foram ensaiadas em ebulição em piscina com HFE-7100 em condições saturadas. A Figura 56a apresenta a curva de ebulição parcial das espumas comparando com a curva de ebulição na superfície plana e a Figura 56b apresenta o HTC em relação à superfície plana. A comparação do fluxo de calor aplicado em relação ao fluxo de calor medido é apresentada no Apêndice C.

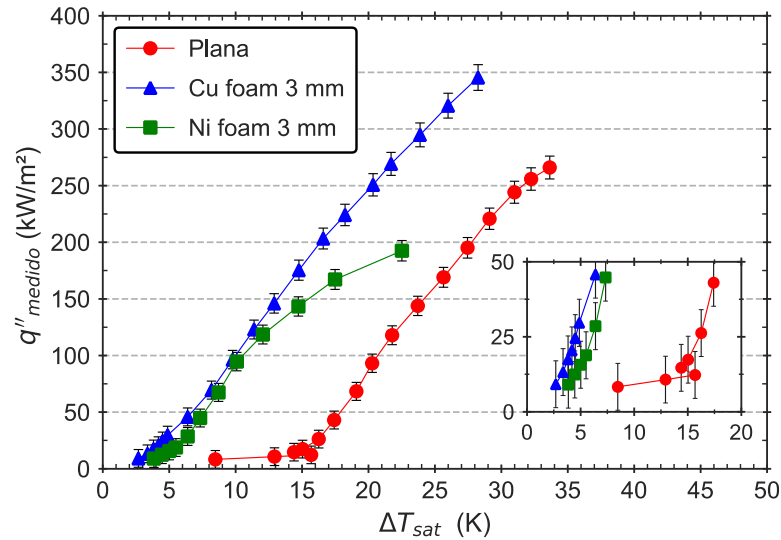
Primeiramente é observado que ambas as espumas metálicas eliminaram o alto superaquecimento para início da ebulição nucleada, o qual pode ser melhor observado na região amplificada da Figura 56a. De fato, alguns sítios de nucleação são ativados já nos primeiros fluxos de calor ($\approx 10 \text{ kW/m}^2$) em um superaquecimento abaixo de 5 K. Para as superfícies planas, os sítios permaneceram não ativos até fluxos abaixo de 15 kW/m^2 e um superaquecimento maior que 15 K foi necessário para o início da nucleação. Esse fenômeno também foi percebido por El-Genk e Parker (2005) para espumas de grafite. Eles relataram que o ar aprisionado na espuma, o qual permaneceu mesmo com a aplicação de pressão negativa na câmara de ebulição, facilitou o surgimento dos primeiros sítios de nucleação em relação à superfície plana. Adicionalmente, Wong e Leong (2018) relataram que a nucleação de bolhas que ocorrem em baixo superaquecimento em espumas metálicas se deve principalmente à grande área superficial, a qual contém uma rede de intersecções de fibras que formam cavidades. Tal efeito também foi observado por Xu *et al.* (2008) que visualizaram a nucleação de pequenas bolhas nos ligamentos e junções de fibras no interior da espuma metálica. Portanto, a hipótese de El-Genk e Parker (2005) é suportada por Wong e Leong (2018) e Xu *et al.* (2008), pois mesmo que eles não tenham mencionado ar aprisionado no meio poroso; o fenômeno da nucleação nas intersecções das fibras ocorre devido a formação de um embrião de vapor causado por um resíduo de ar aprisionado.

Para fluxos de calor moderados ($\approx 120 \text{ kW/m}^2$), o aumento do HTC se torna mais evidente pela diminuição do superaquecimento de 11,4 K para ‘Cu foam’ e 12,1 K para ‘Ni foam’ em relação à superfície plana no mesmo fluxo de calor. Isso resulta em um aumento de 100% e 82% para ‘Cu foam’ e ‘Ni foam’, respectivamente.

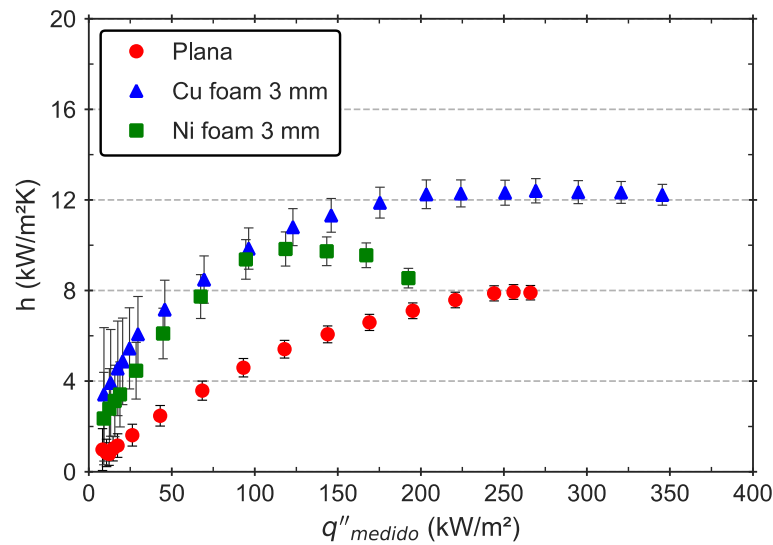
Para fluxos de calor maiores que 120 kW/m^2 , a formação de bolhas de vapor no interior da estrutura da ‘Ni foam’ começa a criar um fluxo de bolhas instável; bolhas maiores começam a se formar e coalescer no interior da estrutura celular e sua saída é dificultada pela

própria estrutura, formando regiões de secagem que consequentemente aumentam a temperatura da superfície e diminuem o HTC.

Figura 56. Ensaio com espumas metálicas de 3 mm e HFE-7100 como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC *versus* q'' .



(a)



(b)

Fonte: Do próprio autor.

Para fluxos de calor mais elevados ($\approx 200 \text{ kW/m}^2$) o superaquecimento da superfície é próximo de 16,6 K e 22,5 K para ‘Cu foam’ e ‘Ni foam’, respectivamente. Como dito anteriormente, para ‘Ni foam’ após o fluxo de 120 kW/m^2 inicia-se a formação de um padrão instável de bolhas no interior da espuma indicando a ocorrência de secagem (*dryout*), a qual impede a entrada de líquido no interior, degradando o HTC. Wong e Leong (2018) relataram algo semelhante: quanto menor o poro da estrutura celular maior é a resistência para a saída

da bolha, causando um contrafluxo de vapor e líquido; uma vez que a reposição de líquido é inibida tem-se um menor HTC e a ocorrência precoce da secagem.

Para ‘Cu foam’ o HTC máximo ocorreu próximo de 270 kW/m² e permaneceu praticamente constante para fluxos maiores, provavelmente devido a um balanço entre a permeabilidade e a capilaridade que promove a saída de vapor da espuma e a entrada de líquido sem a formação de um padrão instável.

5.1.1 Efeito da condutividade térmica da espuma metálica

Os materiais usados na construção de cada uma das espumas possuem diferentes propriedades termofísicas, principalmente a condutividade térmica. À temperatura ambiente, o cobre possui uma condutividade térmica $k_{Cu} = 388 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ e o níquel uma condutividade térmica $k_{Ni} = 70 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ (CALLISTER, 2000)

A espuma de cobre apresentou melhor desempenho em relação à espuma de níquel, mesmo em baixos e médios fluxos de calor onde não haviam instabilidades na saída do vapor. Porém, no Capítulo 3 viu-se que a área de contato com o fluido para ‘Ni foam’ é mais de duas vezes maior que a área da ‘Cu foam’ o que levaria a concluir que a ‘Ni foam’ apresentaria um maior HTC. Por outro lado, a condutividade térmica da fibra da espuma (sólido) para o cobre é cinco vezes maior que a condutividade térmica do níquel. Além disso, a condutividade térmica efetiva do meio poroso é função da porosidade conforme apresentado no Capítulo 2 (maior porosidade acarreta em menor condutividade térmica efetiva). Aplicando o modelo de Yao, Wu e Liu (2015), Eq. (46), em ambas as espumas, tem-se: $k_{Cu,foam} = 14,66 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ e $k_{Ni,foam} = 0,67 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, aumentando a diferença para 20 vezes.

De modo a entender melhor o comportamento da condutividade térmica das espumas metálicas na convecção, usou-se o modelo de Ghosh (2009) – uma analogia com a tradicional eficiência teórica de uma aleta – na qual a eficiência da espuma é dada por,

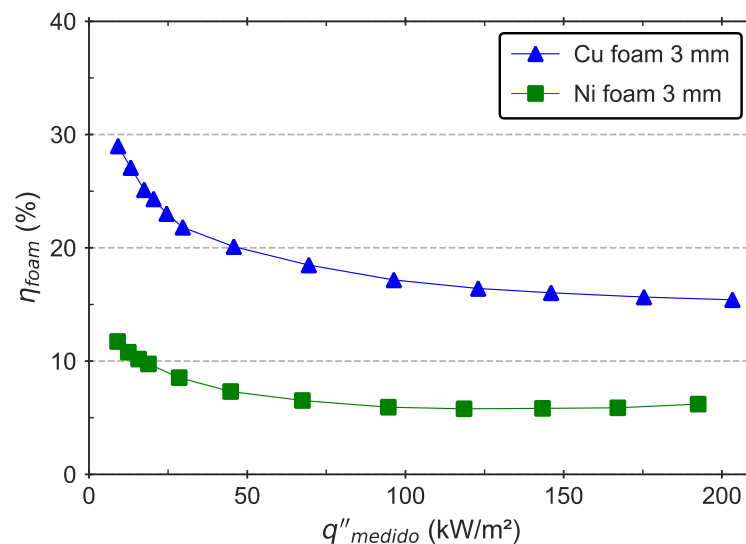
$$\eta_{foam} = \frac{\tanh(ML)}{ML} \quad (117)$$

na qual: $M = m(1 + 4\eta_{1/2})^{1/2}$, $m = \left(\frac{4h}{k_s d_f}\right)^{1/2}$, e

$$\eta_{1/2} = \frac{\tanh m(0,5d_p)}{m(0,5d_p)} \quad (118)$$

O modelo retorna as eficiências plotadas na Figura 57 para cada fluxo de calor, limitando-se ao fluxo de calor máximo da ‘Ni foam 3 mm’. Conforme esperado, a espuma de cobre apresenta uma eficiência maior, *i.e.*, a distribuição de temperatura na fibra da espuma na direção vertical é maior, ou o gradiente é menor, em relação a espuma de níquel. Portanto, a condutividade térmica da espuma desempenha um papel importante na transferência de calor por ebulição.

Figura 57 – Eficiência da espuma metálica de 3 mm por meio do modelo de Ghosh (2009).



Fonte: Do próprio autor.

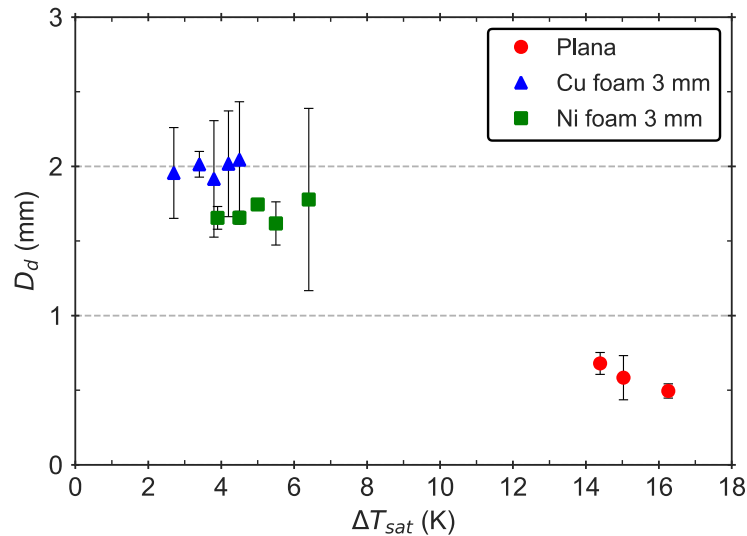
Visando entender melhor o comportamento da eficiência térmica da espuma de acordo com suas características em função do fluxo de calor dissipado ou então da sua temperatura na base, um estudo numérico foi realizado em parceria com doutorando do PPGEM, membro de grupo de pesquisa especializado em CFD. Detalhes desse estudo é apresentado no APÊNDICE D e também nos trabalhos de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

5.1.2 Visualização dos ensaios e medição do diâmetro de partida

Durante os primeiros fluxos de calor foi possível visualizar e quantificar o tamanho da bolha de vapor que partia das superfícies porosas. A Figura 58 apresenta a medição realizada nos primeiros fluxos de calor e a Figura 59 mostra um quadro de cada filmagem. Obser-

vou-se que pequenas bolhas crescem no interior da espuma e coalescem, e conseqüentemente, possuem um diâmetro de partida muito maior que no caso da superfície plana. Essas bolhas são semelhantes às ‘*cage bubbles*’ relatadas por Xu *et al.* (2008). Além disso, as bolhas de vapor são maiores na espuma de cobre devido ao maior tamanho de poro, o que permite que a bolha escoe mais facilmente para a região superior da espuma.

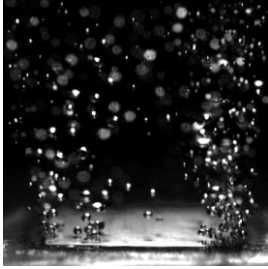
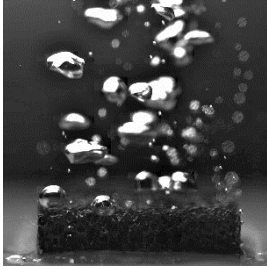
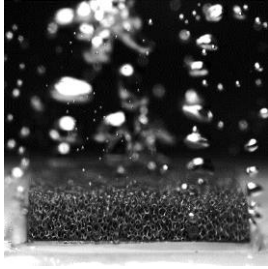
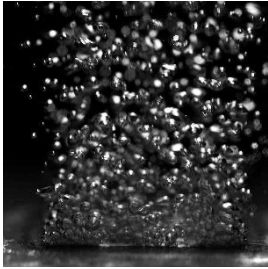
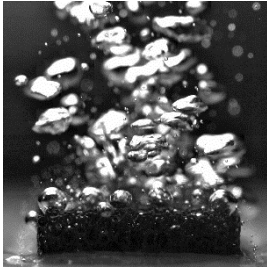
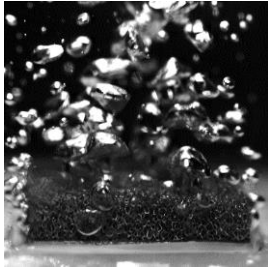
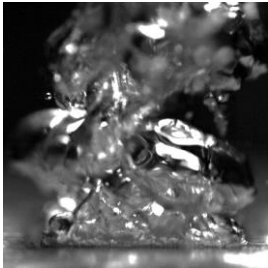
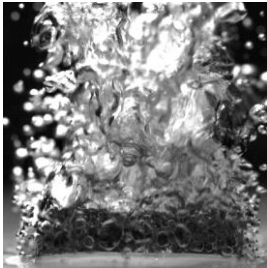
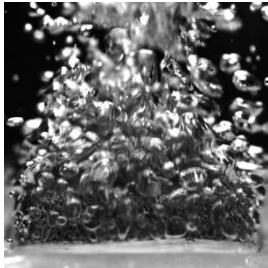
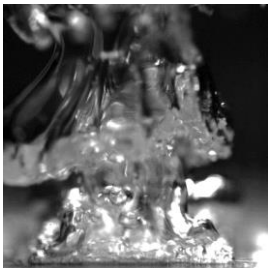
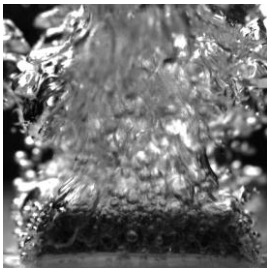
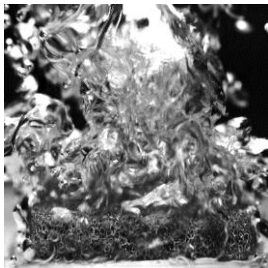
Figura 58 – Distribuição do diâmetro de partida da bolha nas espumas de 3 mm de espessura.



Fonte: Do próprio autor.

Segundo a Figura 59, conforme o fluxo de calor aumenta de 18 kW/m^2 para 45 kW/m^2 , o diâmetro de partida das bolhas nas espumas ainda é grande, no entanto a superfície plana possui muito mais sítios de nucleação (visível). Conforme o fluxo de calor aumenta, até o ponto que o HTC apresenta seu máximo valor experimental, as bolhas de vapor nas espumas não partem apenas da parte superior, mas também é possível vê-las partindo da lateral da espuma. Este comportamento é mais perceptível na espuma de níquel devido ao seu menor tamanho de poro (a resistência à saída da bolha de vapor é maior). Após o fluxo de máximo, as bolhas começam a coalescer no interior da espuma dificultando a entrada de líquido e deteriorando o HTC.

Figura 59 – Comparação dos quadros das filmagens para cada superfície ensaiada.

Plana	Cu foam	Ni foam
		
18 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 15,0$ K	18 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 3,8$ K	18 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 5,5$ K
		
45 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 17,4$ K	45 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 6,4$ K	45 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 7,3$ K
		
245 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 31,0$ K ($HTC_{m\acute{a}x} = 7,9$ kW/m ² ·K)	250 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 20,2$ K ($HTC_{m\acute{a}x} = 12,4$ kW/m ² ·K)	120 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 12,2$ K ($HTC_{m\acute{a}x} = 9,8$ kW/m ² ·K)
		
266 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 33,6$ K (<i>Dryout</i>)	375 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 31,2$ K (<i>Dryout</i>)	200 kW/m ² $\Delta T_{sat} = 22,5$ K (<i>Dryout</i>)

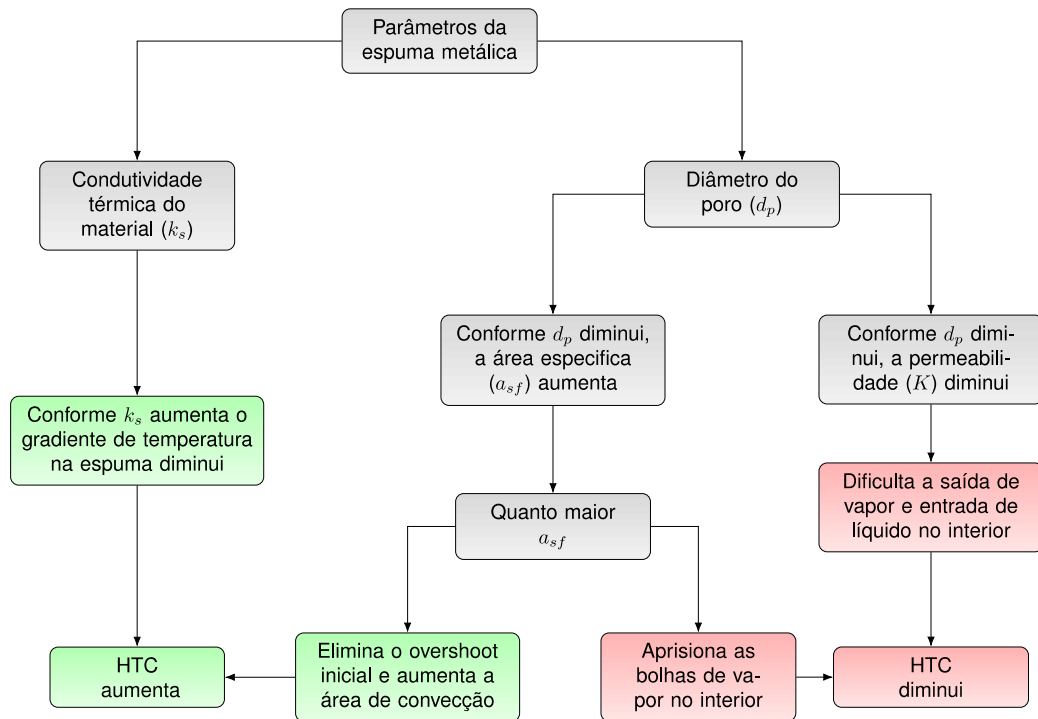
Fonte: Do próprio autor.

5.1.3 Influências dos parâmetros da espuma com espessura iguais e constantes

Baseando-se nos resultados apresentados até o momento e na revisão da literatura, o diagrama da Figura 60 apresenta os efeitos da condutividade térmica do material da espuma (k_s), diâmetro do poro (d_p), densidade de área (a_{sf}) e permeabilidade (K).

Primeiramente, a espuma de cobre apresentou um melhor HTC em relação a espuma de níquel para todos os fluxos de calor, mesmo que a espuma de níquel tivesse maior área superficial. Por meio da análise dos parâmetros, o cobre tem uma condutividade térmica maior que o níquel, portanto, a condutividade térmica desempenha um importante papel na escolha de uma espuma metálica.

Figura 60 - Efeitos dos parâmetros da espuma no desempenho do HTC em ebulição.



Fonte: Do próprio autor.

Além disso, o diâmetro do poro é vinculado a área específica (a_{sf}) e a permeabilidade (K); quanto menor o diâmetro do poro da espuma maior a área específica a qual aumenta a quantidade de sítios de nucleação e a área para convecção natural. Maiores áreas também representam maior quantidade de gás aprisionado nas intersecções das fibras facilitando o início da nucleação com baixo superaquecimento da parede. No entanto, conforme o fluxo de calor aumenta, o número de sítios de nucleação também aumenta e, conseqüentemente, a quantidade de bolhas de vapor, que começam a ficar aprisionadas no interior da espuma. Por fim, a

permeabilidade da espuma diminui com a diminuição do diâmetro do poro, causando um aumento na resistência à saída das bolhas de vapor e entrada de líquido, ou seja, deteriorando o HTC e antecipando o *dryout*.

A fim de obter melhores resultados e compreender melhor o efeito da espessura nas espumas, elas foram desbastadas por meio de eletroerosão – o Apêndice E detalha o processo de usinagem. A espuma de cobre foi desbastada em espessuras de 2 mm e 1 mm; enquanto que a de níquel foi desbastada em 2 mm, 1 mm e 0,5 mm. Menores espessuras não foram possíveis, pois descaracterizaria a espuma metálica, tornando-a uma superfície apenas com fibras verticais, ou seja, sem conexões/ligamentos horizontais.

5.2 Espumas com diferentes espessuras

5.2.1 Variação da espessura na espuma de cobre

Repetindo a metodologia usada para a espuma de 3 mm, a mesma superfície foi desbastada e ensaiada em espessuras de 2 mm e 1 mm. A influência da espessura nos resultados para curva de ebulição parcial e HTC são mostrados na Figura 61.

A partir da Figura 61 tem-se que para fluxos de calor menores que 50 kW/m^2 a diferença de resultado para a espuma de 3 mm e 2 mm é praticamente nula, ou seja, nem toda a área da espuma de 3 mm estava sendo efetiva para a troca de calor. A espessura de 2 mm apresentou resultados melhores que a de 3 mm para fluxos de calor $> 50 \text{ kW/m}^2$. Além disso, a espuma de 1 mm apresentou o menor HTC em baixos fluxos, provavelmente devido à menor área de contato com o fluido de trabalho. Portanto, mesmo que todas as espessuras tenham sítios de nucleação ativos já nos primeiros fluxos de calor, a convecção natural desempenhou um grande papel no início da curva de ebulição.

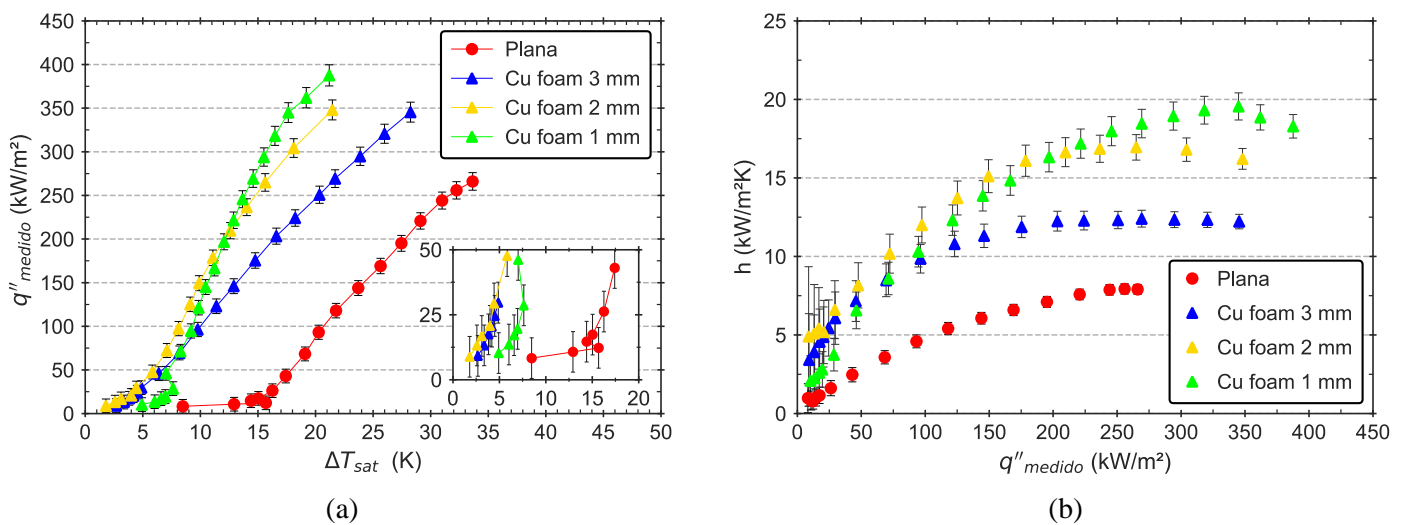
Conforme o fluxo de calor imposto aumentou, o efeito da variação da espessura se tornou mais evidente. Para a região $50 \text{ kW/m}^2 < q'' < 200 \text{ kW/m}^2$, na qual a ebulição nucleada já encontra-se completamente desenvolvida, a $\delta = 2 \text{ mm}$ se manteve com o melhor HTC enquanto $\delta = 3 \text{ mm}$ iniciou um desvio de tendência para a direita do gráfico, indicando uma diminuição no HTC. Nessa mesma faixa de fluxo, $\delta = 1 \text{ mm}$ ficou entre as duas curvas anteriormente citadas, porém com uma tendência de melhora do HTC com o aumento do fluxo de calor.

Uma maneira mais clara de apresentar os efeitos da variação da espessura no aumento do HTC é avaliar a razão dos HTC em relação a superfície plana conforme apresentado na

Figura 62. A razão confirma que $\delta = 2$ mm tem o melhor desempenho para $q'' < 200$ kW/m² em relação às demais espessuras, mas com uma inclinação negativa, enquanto que $\delta = 1$ mm permanece com uma razão de HTC quase constante e próxima de 2,3 o que representa um aumento médio de 130% do HTC em relação à superfície plana até $q'' \approx 250$ kW/m².

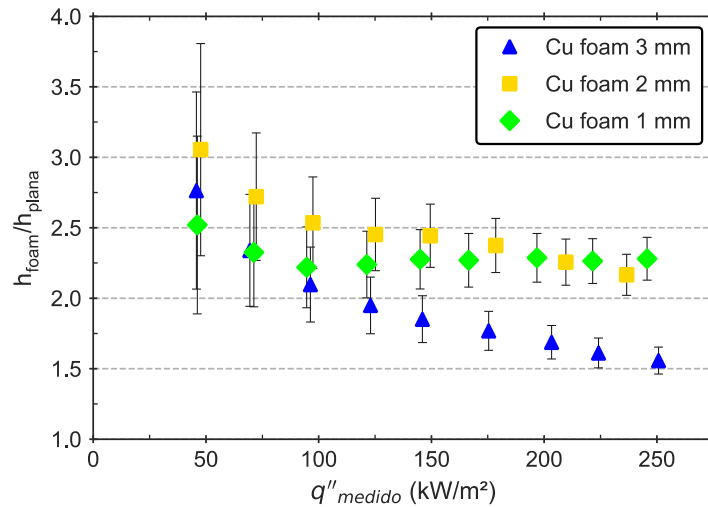
Para fluxos de calor maiores que 200 kW/m², a frequência de emissão de bolhas e sua coalescência aumentou no interior da espuma. Desse modo, quanto maior a espessura da espuma maior é sua resistência à saída das bolhas de vapor, causando instabilidade no fluxo de saída de vapor e entrada de líquido, o que inibe o arrefecimento da superfície aquecida e aumenta sua temperatura. Portanto, a menor espessura apresenta o melhor resultado nos maiores fluxos de calor, pois mesmo que a área de contato com o fluido seja menor, dois outros parâmetros são mais pronunciados: o crescimento e desprendimento da bolha de vapor, e a capilaridade que tem a capacidade de ‘bombear’ líquido saturado para as regiões mais quentes da superfície aquecida.

Figura 61 - Ensaio com espumas metálicas de cobre e HFE-7100 como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC versus q'' .



Fonte: Do próprio autor.

Figura 62 – Razão do HTC da espuma de cobre em relação à superfície plana para ebulição de HFE-7100.



Fonte: Do próprio autor.

A Figura 63a apresenta a relação entre os pontos máximos de HTC de cada espessura ($HTC_{max; foam}$) em relação ao da superfície plana ($HTC_{max; plana}$), dado por

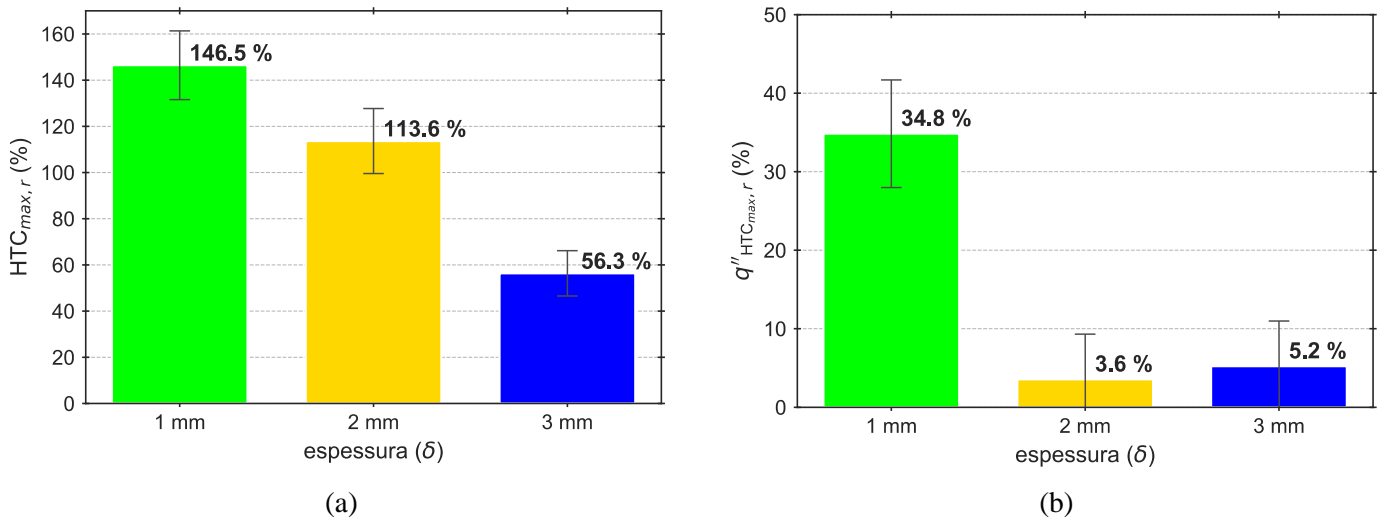
$$HTC_{max,r} = \frac{HTC_{max; foam} - HTC_{max; plana}}{HTC_{max; plana}} \quad (119)$$

e a Figura 63b apresenta a relação entre os fluxos de calor respectivos aos HTC da Eq. (119), dado por

$$q''_{HTC_{max},r} = \frac{q''_{HTC_{max; foam}} - q''_{HTC_{max; plana}}}{q''_{HTC_{max; plana}}} \quad (120)$$

Como pode ser observado, ‘Cu foam 1 mm’ tem o melhor desempenho quando os pontos críticos/máximos são comparados; por outro lado, ‘Cu foam 2 mm’ teve uma grande melhora na razão de HTC, porém o fluxo de calor no ponto de inflexão foi próximo ao da ‘Cu foam 3 mm’ e ao da superfície plana.

Figura 63 – Relações máximas para as espumas de cobre: (a) Máximo aumento do HTC e (b) Máximo aumento do fluxo de calor para o respectivo aumento de HTC.



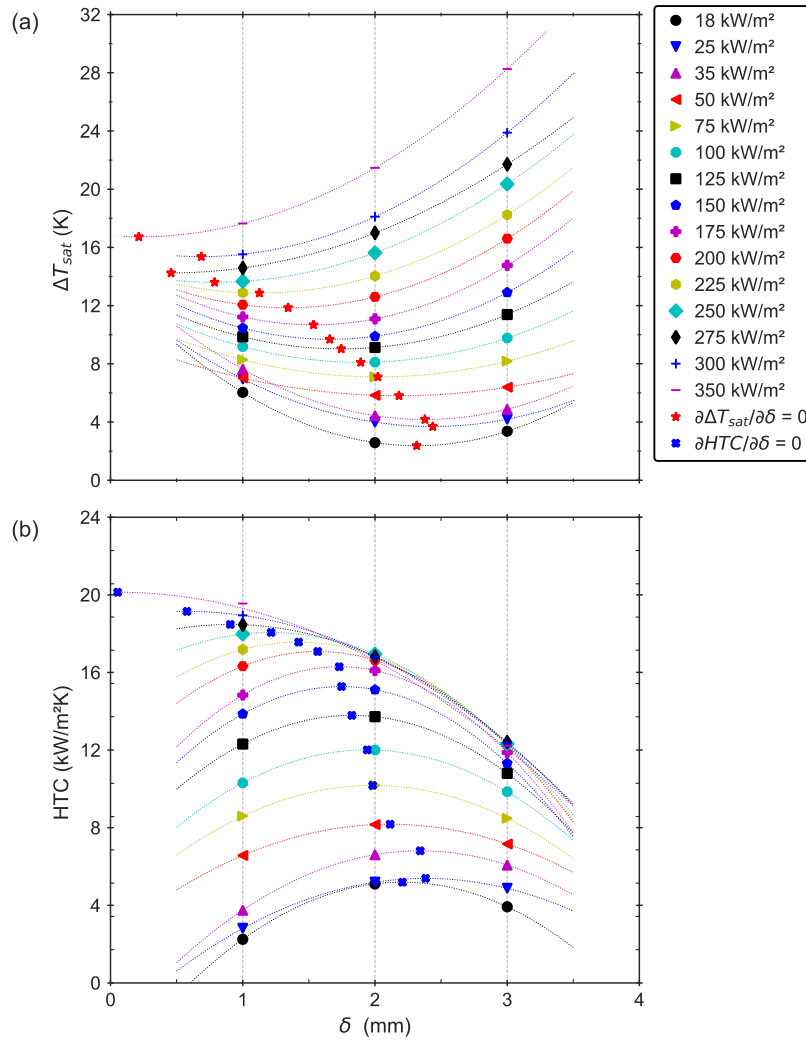
Fonte: Do próprio autor.

Conforme discutido anteriormente, não há um valor fixo de espessura no qual o HTC fique tenha um melhor desempenho que as demais espessuras. O valor ótimo de espessura varia com a faixa de fluxo de calor que se deseja operar. A fim de obter uma curva que indicasse melhor qual a espessura ideal para cada fluxo de calor, foram plotados os valores de ΔT_{sat} e HTC para cada fluxo medido em função da espessura da espuma (Figura 64). Para se obter o ponto de mínimo ΔT_{sat} ou máximo HTC, foram feitas regressões polinomiais de segundo grau para cada linha de fluxo de calor constante. A Figura 64 apresenta os pontos de inflexão para cada patamar de fluxo de calor aplicado. A partir de pontos de mínimo superaquecimento e máximo HTC, uma curva de formato S inverso,

$$\delta_{opt} = \frac{a}{b + \exp(c \cdot q'' - d)} \quad (121)$$

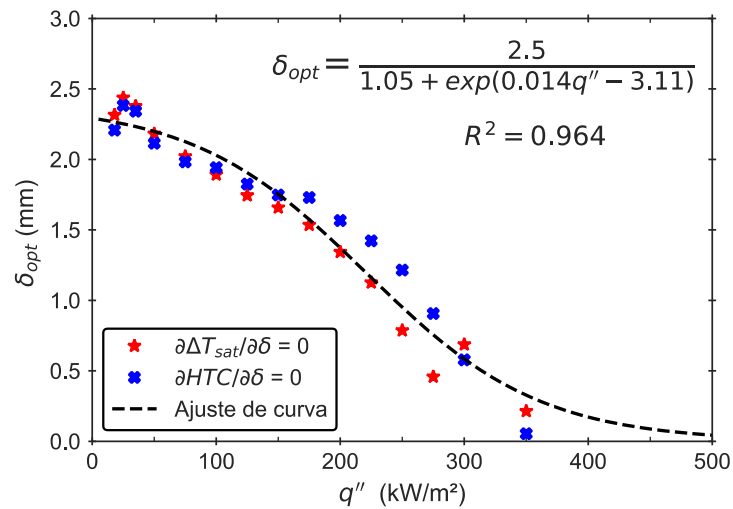
foi obtida por regressão para a espessura ótima, δ_{opt} , conforme mostra a Figura 65.

Figura 64 - Efeito da variação da espessura da espuma de cobre. (a) Pontos de mínimo superaquecimento. (b) Pontos de máximo HTC.



Fonte: Do próprio autor.

Figura 65 - Espessura ótima para a espuma de cobre com HFE-7100.



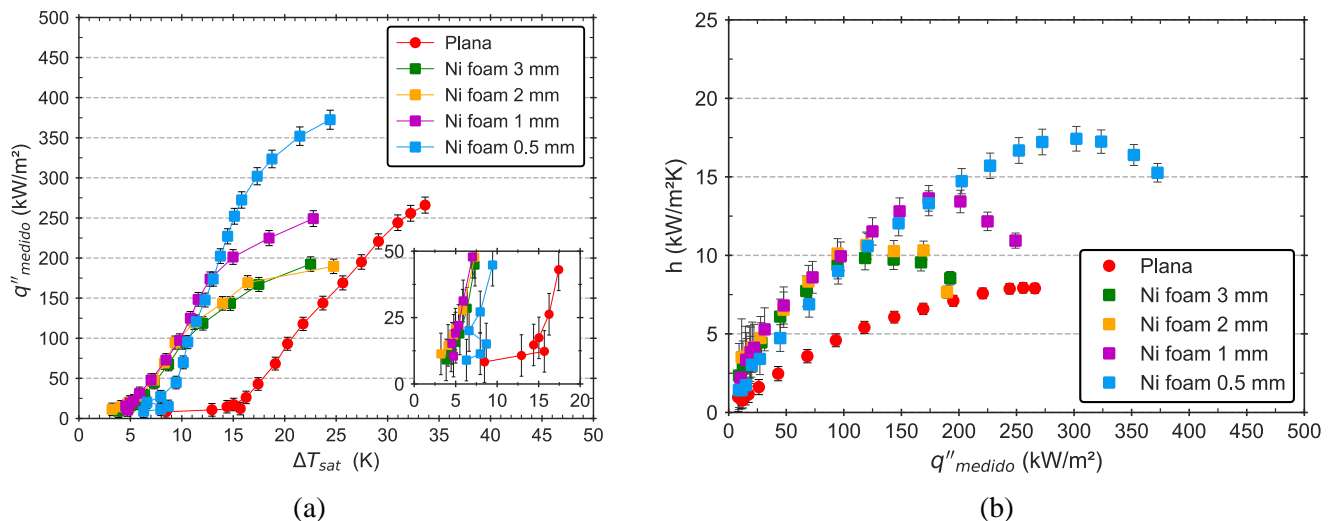
Fonte: Do próprio autor.

Com a Figura 65 é possível observar que a espessura ótima para fluxos na faixa de 25 a 100 kW/m² é próxima a de 2 mm, sendo que após o fluxo de 100 kW/m² a espessura ótima diminui consideravelmente para valores menores que 2 mm. A partir da curva é possível notar o quão importante é o efeito das bolhas de vapor aprisionadas na estrutura da espuma. Quanto maior o fluxo de calor, maior a frequência, número de sítios de nucleação, e consequentemente, a coalescência das bolhas; portanto, menor deve ser a espessura de espuma para evitar acúmulo e perda de desempenho. Entretanto, a espuma não pode ter uma espessura menor do que seu tamanho médio da célula (a) para não descaracterizar a estrutura.

5.2.2 Variação da espessura na espuma de níquel

A Figura 66 apresenta as curvas experimentais obtidas para a espuma de níquel com quatro espessuras diferentes – devido ao menor tamanho da célula. Para esta espuma o efeito da espessura começou a ser notável em espessuras menor que 2 mm. Devido à menor condutividade térmica do níquel, é provável que a estrutura acima de 2 mm não participe efetivamente da troca térmica. Além disso, para as duas primeiras espessuras testadas, os pontos de inflexão da curva de HTC, que provavelmente se caracteriza pela secagem da superfície, ocorreram precocemente.

Figura 66 - Ensaio com espumas metálicas de níquel e HFE-7100 como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC versus q'' .



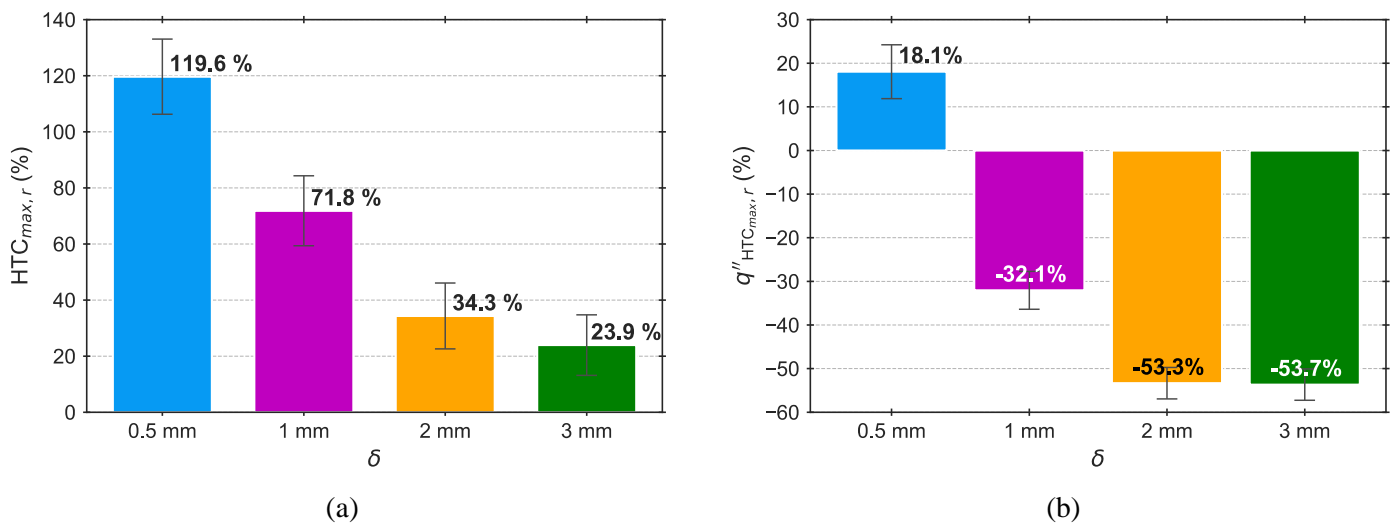
Fonte: Do próprio autor.

A diferença entre a espessura de 2 mm e 1 mm ocorre apenas nos fluxos iniciais, entre 15 e 25 kW/m², onde a espessura de 2 mm tem um desempenho levemente superior devido

à sua maior área. No entanto, para fluxos de calor superiores à 35 kW/m^2 , a espessura de 1 mm atingiu HTC maiores do que a espessura anterior e a secagem – ainda precoce – foi 25% maior.

A Figura 67a apresenta a relação entre os pontos máximos de HTC de cada espessura ($\text{HTC}_{\text{max}; \text{foam}}$) em relação ao da superfície plana ($\text{HTC}_{\text{max}; \text{plana}}$), dado pela Eq. (119) e a Figura 67b apresenta a relação entre os fluxos de calor respectivos aos HTC da Eq. (119), dado pela Eq. (120).

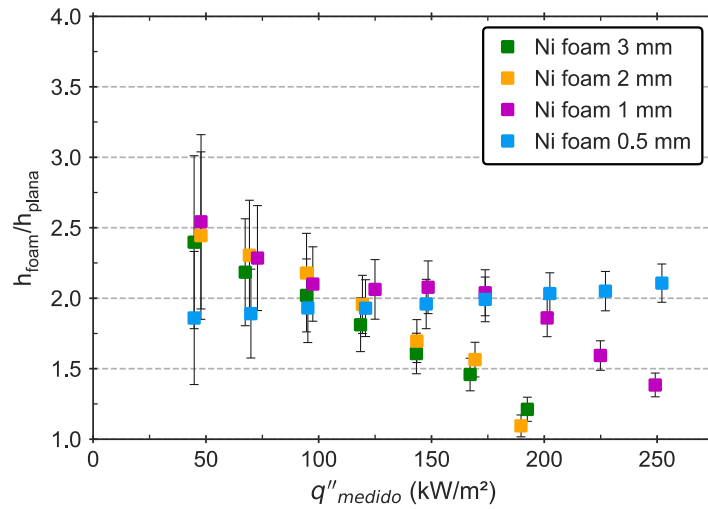
Figura 67 – Relações máximas para as espumas de níquel: (a) Máximo aumento do HTC e (b) Máximo aumento do fluxo de calor para o respectivo aumento de HTC.



Fonte: Do próprio autor.

Como pode ser observado, ‘Ni foam 0.5 mm’ tem o melhor desempenho quando os pontos críticos/máximos são comparados. A espessura de 0,5 mm apresentou comportamento semelhante ao da espessura de Cu com 1 mm, porém conforme o fluxo de calor aumentou o resultado aproximou-se da curva com espessura ligeiramente superior (2 mm) até o ponto de intersecção. O ponto de intersecção das curvas de ‘Ni foam 1 mm’ e ‘Ni foam 0.5 mm’ foi próximo à 175 kW/m^2 (sendo melhor observado na Figura 68 que apresenta as razões de HTC em cada ponto); a partir deste fluxo, a espuma de níquel com 0,5 mm continuou em regime de ebulição nucleada sem indícios de acúmulo de bolhas em sua estrutura até $q'' = 300 \text{ kW/m}^2$. O fluxo de calor máximo atingido neste último ensaio foi 40% superior ao da espuma com espessura de 1 mm.

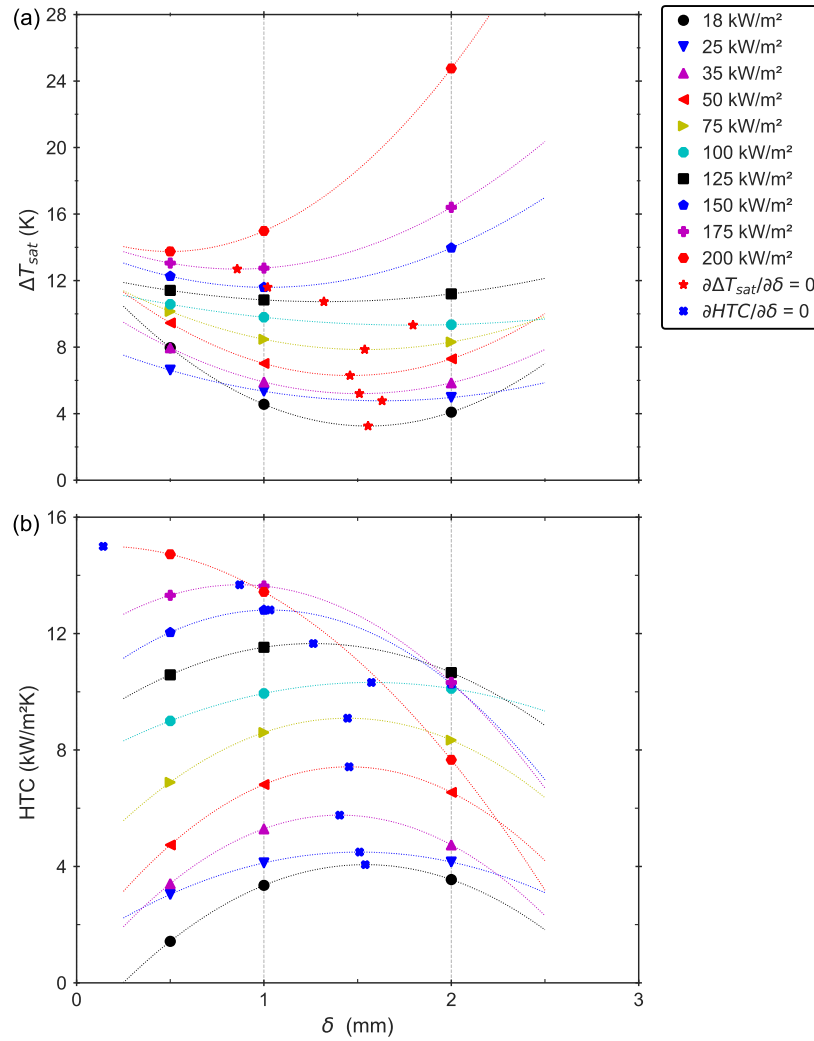
Figura 68 - Razão do HTC da espuma de níquel em relação a superfície plana em função do fluxo de calor para ebulição de HFE-7100.



Fonte: Do próprio autor.

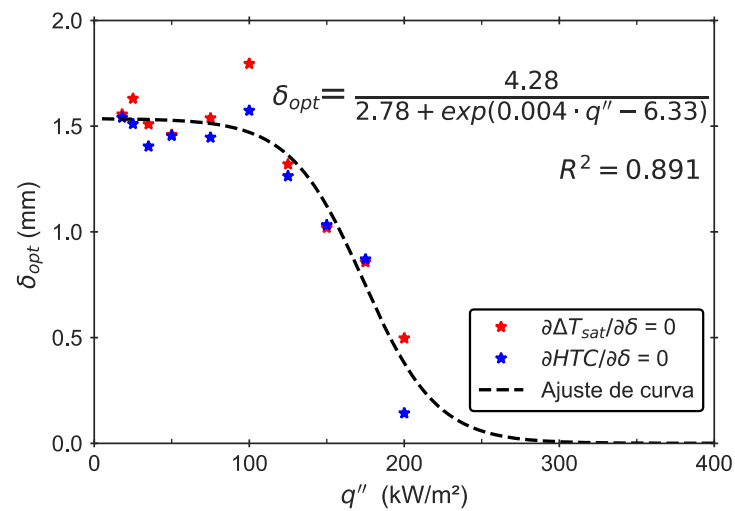
Assim como na espuma de cobre, foram plotados os valores de ΔT_{sat} e HTC para cada fluxo medido em função da espessura da espuma, a partir da espuma de 2 mm (Figura 69); porém, a regressão foi feita até $q'' = 200 \text{ kW/m}^2$ que é o valor comum a todos os ensaios. A Figura 70 apresenta a curva S inversa.

Figura 69 - Efeito da variação da espessura da espuma de cobre. (a) Pontos de mínimo superaquecimento. (b) Pontos de máximo HTC.



Fonte: Do próprio autor.

Figura 70 - Espessura ótima para a espuma de níquel com HFE-7100.



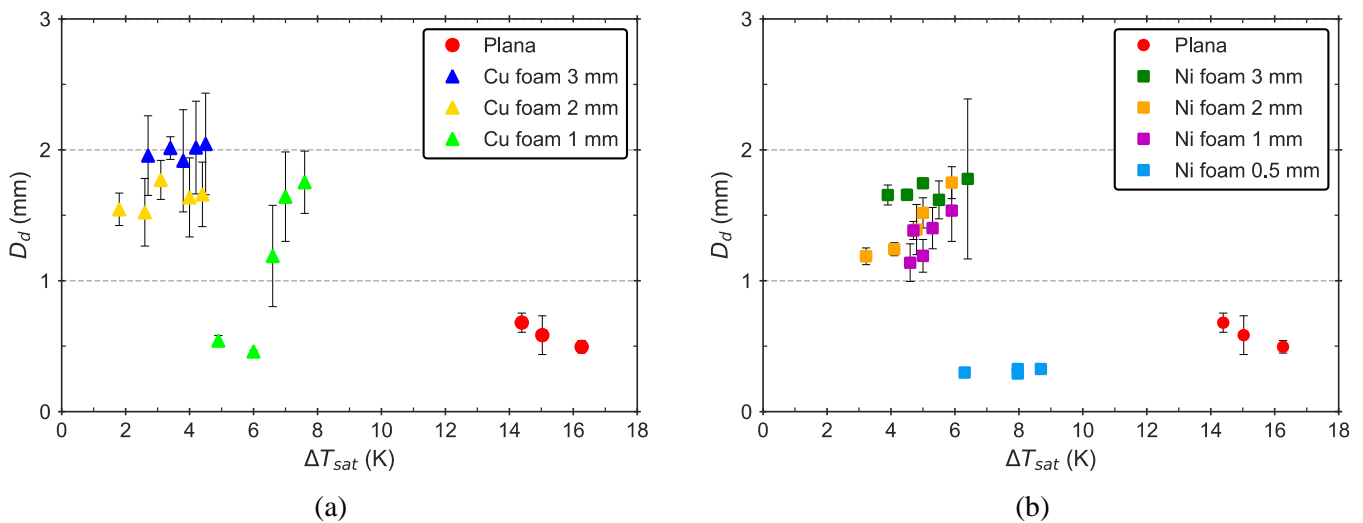
Fonte: Do próprio autor.

A espessura ótima é mais estável para fluxos na faixa de 15 a 100 kW/m², tendo um valor próximo a 1,5 mm, sendo que após o fluxo de 100 kW/m² a espessura ótima decresce rapidamente. Enquanto a espessura ótima para a espuma de cobre é 0,5 mm para 325 kW/m², a espuma de níquel apresenta a mesma espessura já no fluxo de 200 kW/m². Ressalta-se que só foram usados os dados até o fluxo de 200 kW/m²; portanto, a curva apresentou um coeficiente de correlação inferior a 0,9. Outro fator é o $q'' = 100 \text{ kW/m}^2$, no qual as curvas apresentaram valores de ΔT_{sat} e HTC próximos uns dos outros; logo, o ponto de inflexão nas curvas da Figura 69 ficaram distantes dos demais.

5.2.3 Visualização dos ensaios com variação da espessura

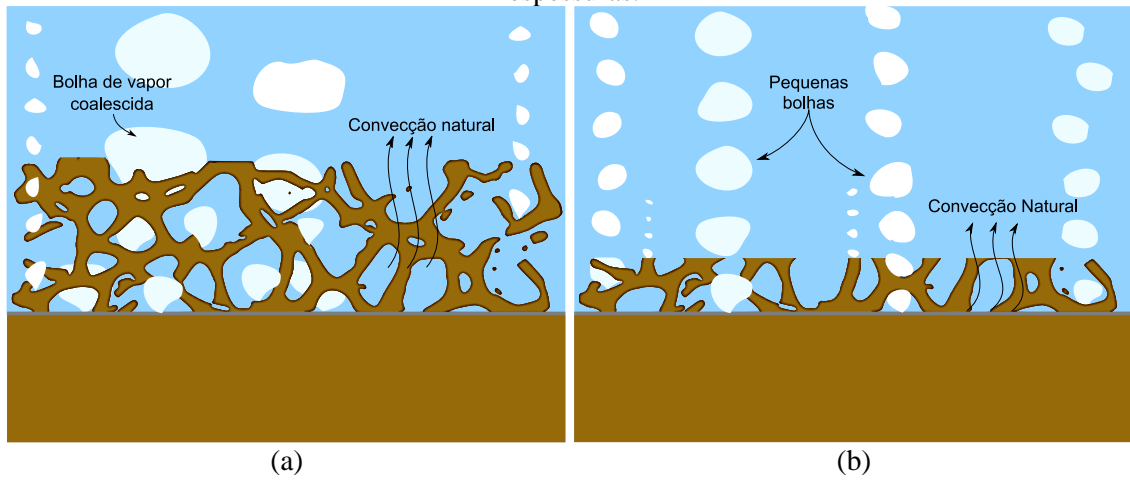
Assim como na espuma de espessura de 3 mm, as demais espessuras também apresentaram sítios de nucleação nos primeiros fluxos aplicados, porém o diâmetro de partida médio da bolha de vapor foi diminuindo com a espessura (Figura 71). Isso ocorre porque as bolhas partem mais livremente da espuma para o líquido e não coalescem no interior da estrutura porosa conforme explicado no desenho esquemático da Figura 72. Para a menor espessura usada, tanto para a espuma de cobre quanto para níquel, o diâmetro de partida da bolha é próximo ao diâmetro na superfície plana (pelo menos nos primeiros dois fluxos de calor). Conforme o fluxo de calor aumenta, a coalescência também aumenta, resultando em uma tendência positiva no diâmetro de partida médio.

Figura 71 – Distribuição do diâmetro de partida da bolha de vapor para (a) Cu foam e (b) Ni foam.



Fonte: Do próprio autor.

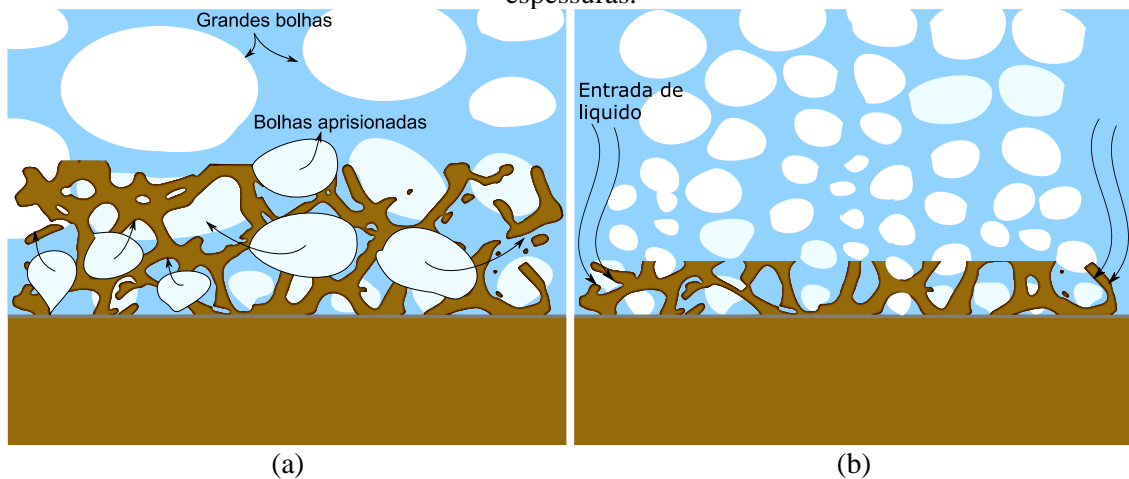
Figura 72 – Desenho esquemático da dinâmica da bolha de vapor no interior de uma espuma metálica durante a ebulição nucleada com baixos fluxos de calor: (a) grandes espessuras e (b) pequenas espessuras.



Fonte: Do próprio autor.

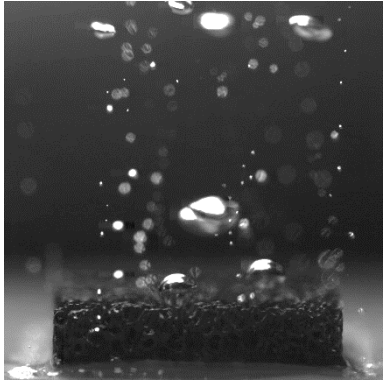
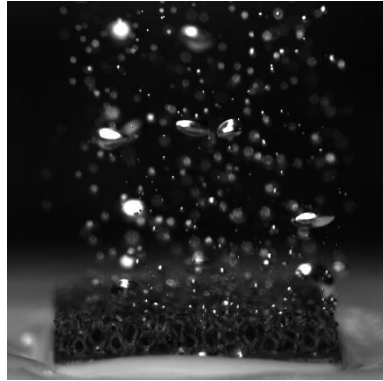

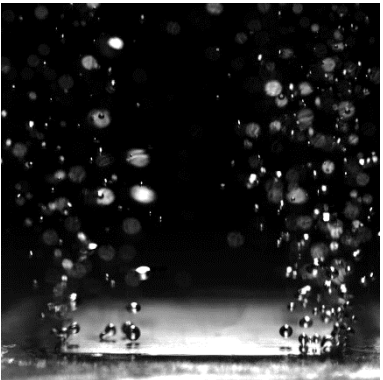
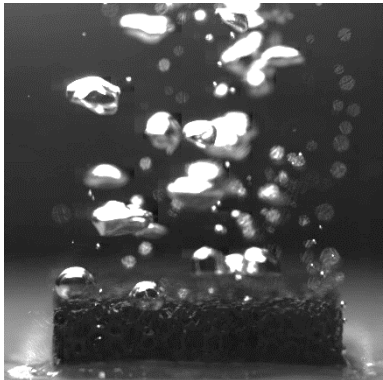
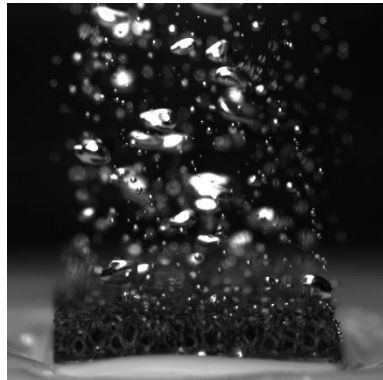

O esquema da Figura 72 pode ser visualizado nas imagens da Tabela 24 e da Tabela 25, as quais apresentam um quadro da filmagem para vários fluxos de calor em todas as condições ensaiadas, para cobre e níquel, respectivamente. A Figura 73 apresenta um desenho esquemático para o caso da ebulição em altos fluxos de calor, onde maiores espessuras têm menor desempenho devido à dificuldade do contrafluxo líquido-vapor.

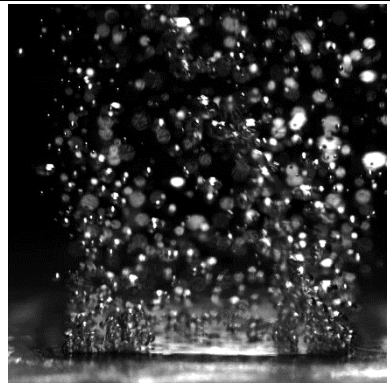
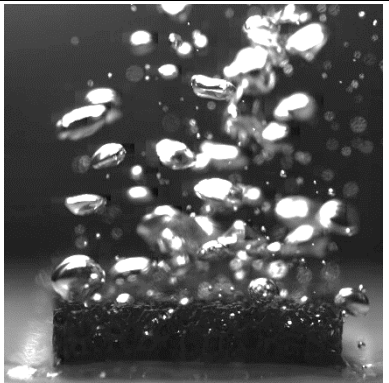

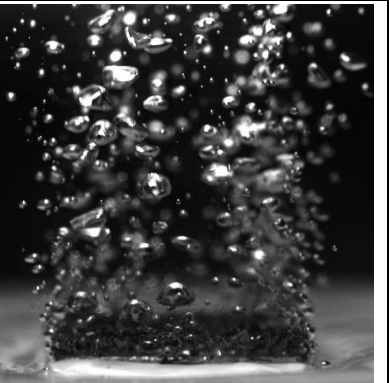
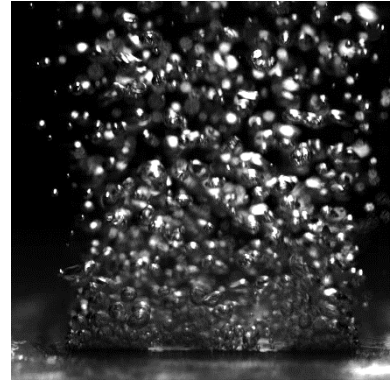
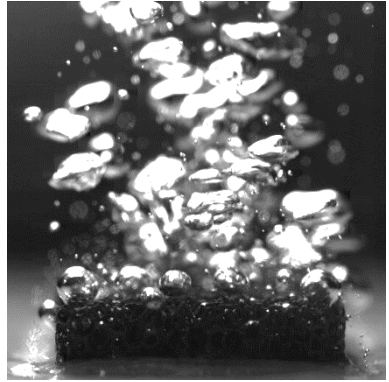
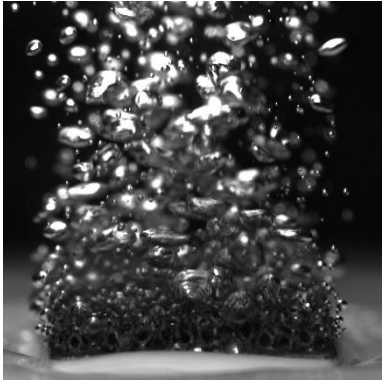
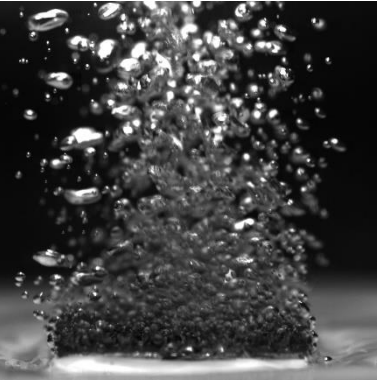
Figura 73 - Desenho esquemático da dinâmica da bolha de vapor no interior de uma espuma metálica durante a ebulição nucleada com altos fluxos de calor: (a) grandes espessuras e (b) pequenas espessuras.

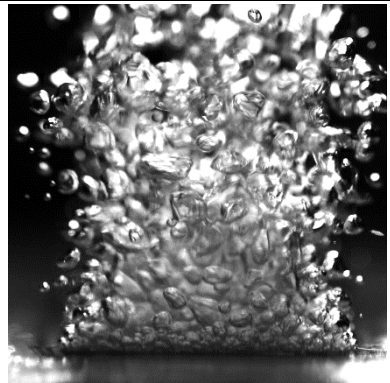
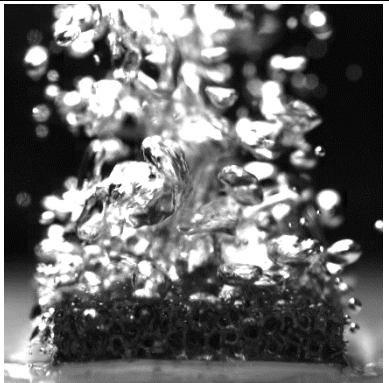
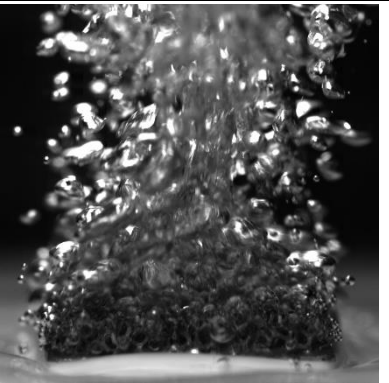
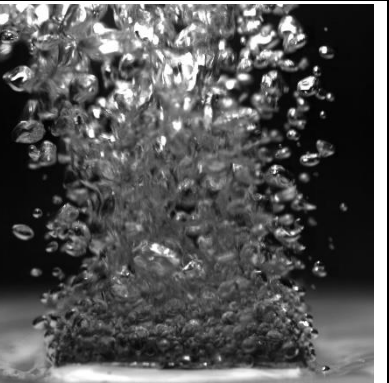
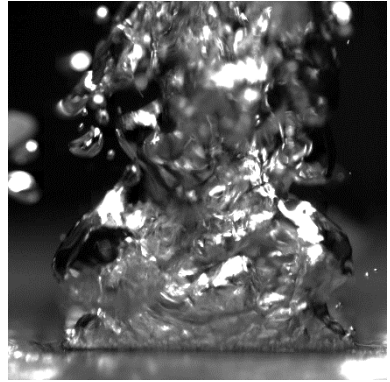
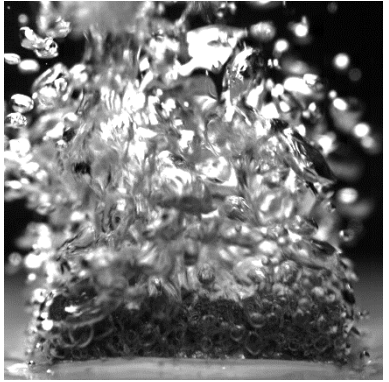
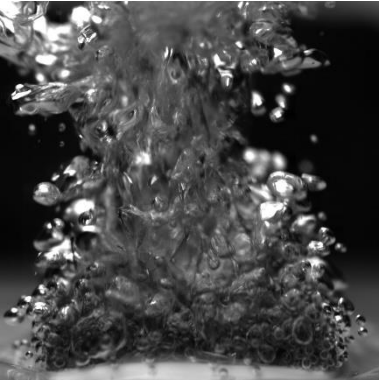
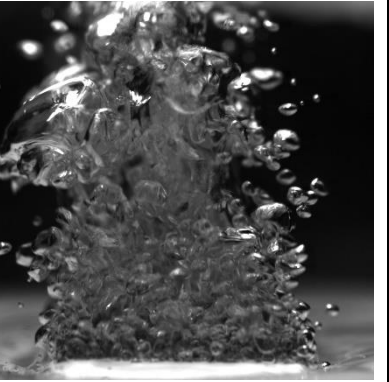


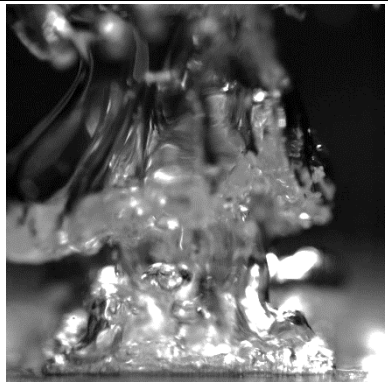
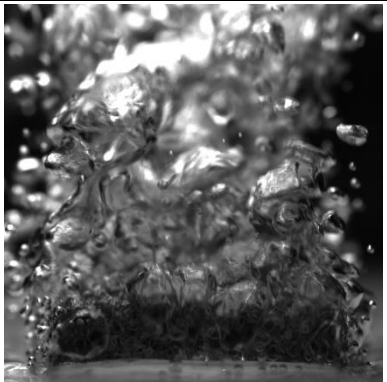

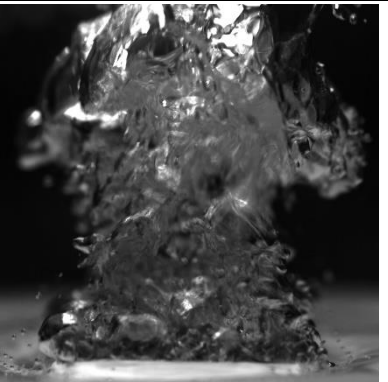
Fonte: Do próprio autor.

Tabela 24 - Imagens das espumas de cobre comparadas às da superfície plana, obtidas por filmagem em alta velocidade.

	Plana	Cu foam 3 mm	Cu foam 2 mm	Cu foam 1 mm
	Convecção Natural			
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	15	15	15	15
q''_{medido} (kW/m ²)	8,29	9,17	8,9	10,25
ΔT_{sat} (K)	8,5	2,7	1,8	4,9
				
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	22	22	22	22
q''_{medido} (kW/m ²)	14,66	17,46	16,84	17,12
ΔT_{sat} (K)	14,4	3,8	3,1	6,6

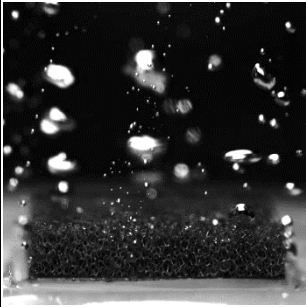

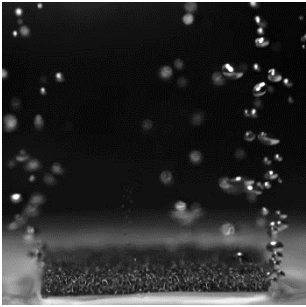
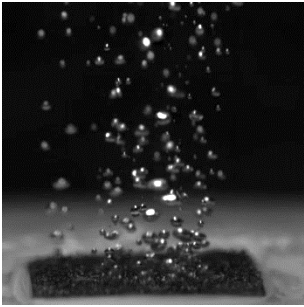
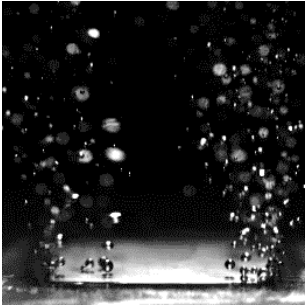
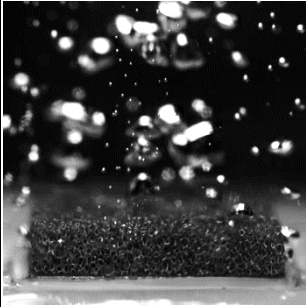
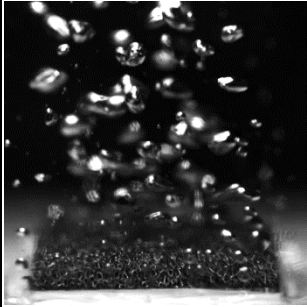
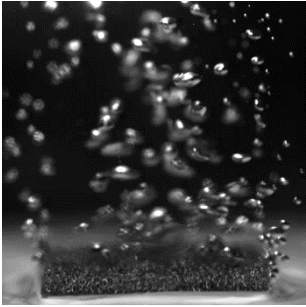
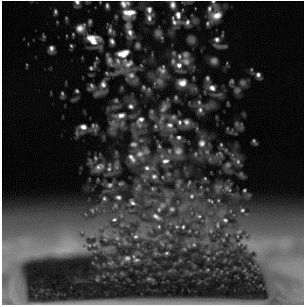
	Plana	Cu foam 3 mm	Cu foam 2 mm	Cu foam 1 mm
				
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	35	35	35	35
q''_{medido} (kW/m ²)	26,25	29,66	29,32	28,61
ΔT_{sat} (K)	16,3	4,9	4,4	7,6
				
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	50	50	50	50
q''_{medido} (kW/m ²)	43,02	45,78	47,6	46,14
ΔT_{sat} (K)	17,4	6,4	5,8	7,0

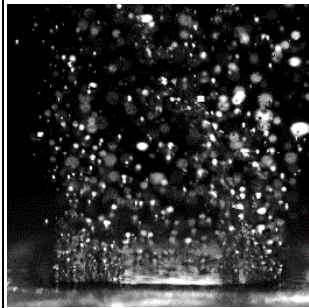
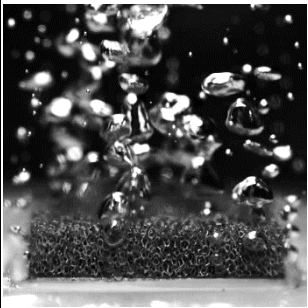
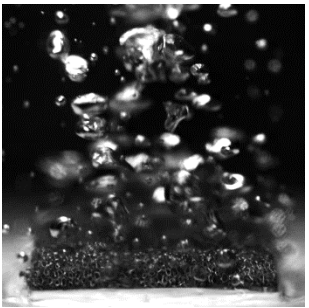
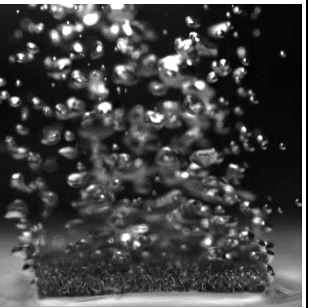
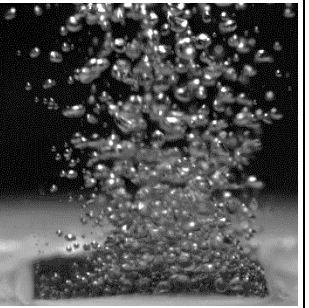
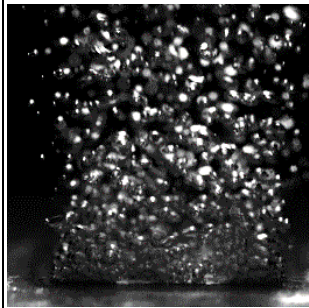
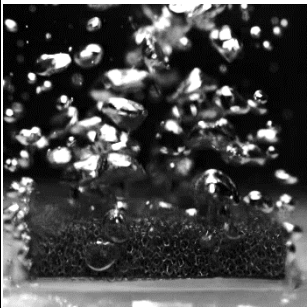
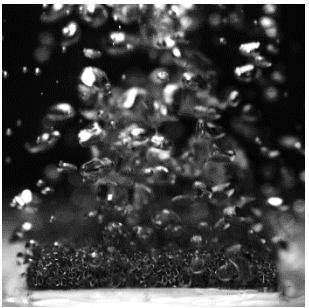
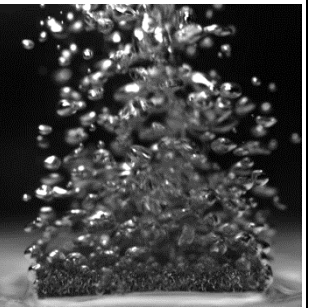
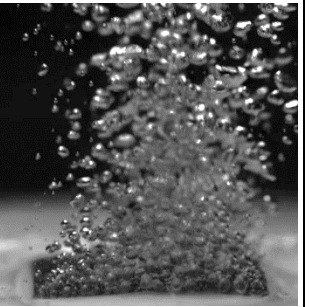
	Plana	Cu foam 3 mm	Cu foam 2 mm	Cu foam 1 mm
				
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	100	100	100	100
q''_{medido} (kW/m ²)	93,14	96,33	97,4	94,67
ΔT_{sat} (K)	20,3	9,8	8,1	9,2
				
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	200	200	200	200
q''_{medido} (kW/m ²)	195,13	203,30	209,62	196,82
ΔT_{sat} (K)	27,5	16,6	12,6	12,1

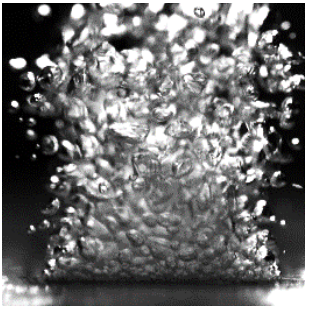
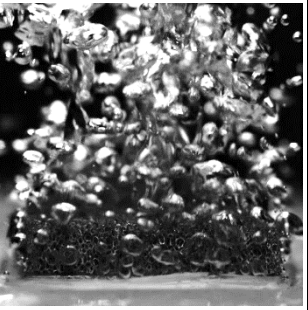
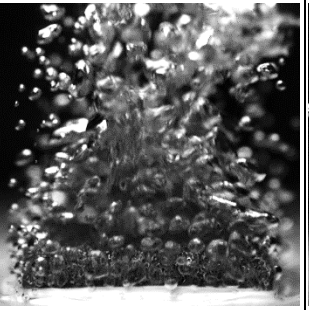
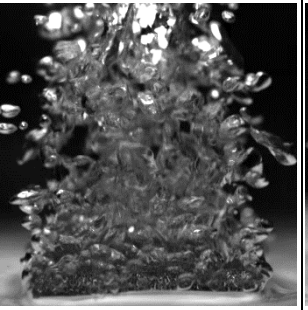
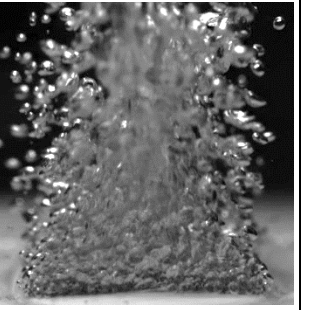
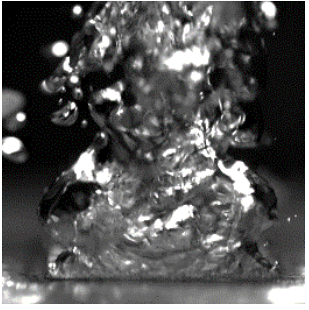
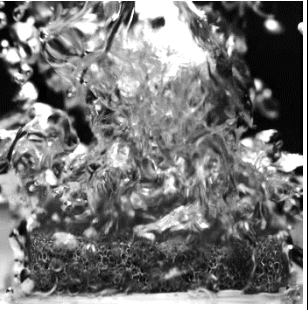
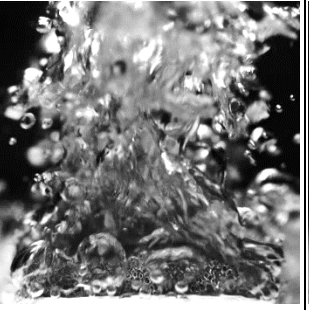
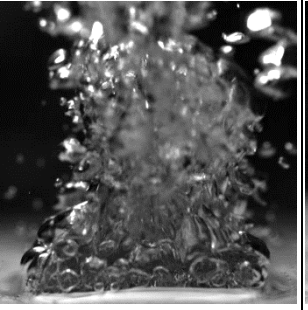
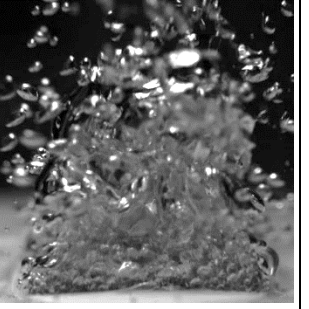
	Plana	Cu foam 3 mm	Cu foam 2 mm	Cu foam 1 mm
				
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	270 (Max.)	350	350	350
q''_{medido} (kW/m ²)	266,00	345,44	348	344,96
ΔT_{sat} (K)	33,6	28,3	21,5	17,6

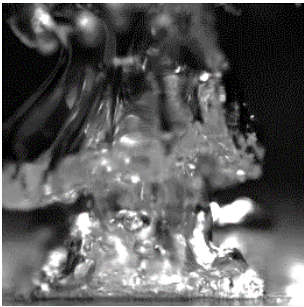
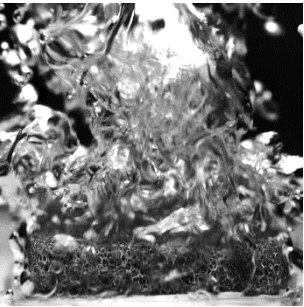
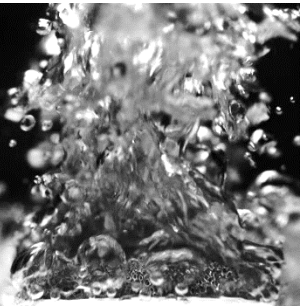
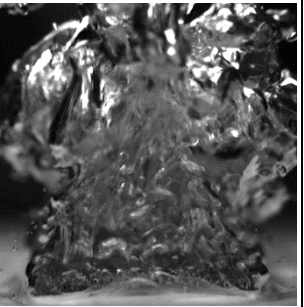
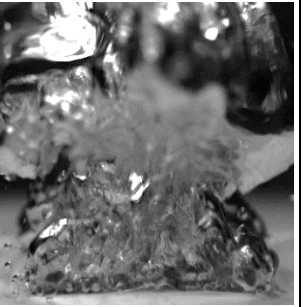
Fonte: Do próprio autor.

Tabela 25 - Imagens das espumas de níquel comparadas às da superfície plana, obtidas por filmagem em alta velocidade.

	Plana	Ni foam 3 mm	Ni foam 2 mm	Ni foam 1 mm	Ni foam 0,5 mm
	Convecção Natural				
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	15	15	15	15	15
q''_{medido} (kW/m ²)	8,29	9,05	11,3	10,48	8,97
ΔT_{sat} (K)	8,5	3,9	3,2	4,7	6,3
					
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	22	22	22	22	22
q''_{medido} (kW/m ²)	14,66	15,67	18,33	19,15	15,05
ΔT_{sat} (K)	14,4	5,0	4,8	5,0	8,7

	Plana	Ni foam 3 mm	Ni foam 2 mm	Ni foam 1 mm	Ni foam 0,5 mm
					
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	35	35	35	35	35
q''_{medido} (kW/m ²)	26,25	28,52	27,75	31,25	27,12
ΔT_{sat} (K)	16,3	6,4	5,9	5,90	8,0
					
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	50	50	50	50	50
q''_{medido} (kW/m ²)	43,02	44,76	47,76	47,81	44,78
ΔT_{sat} (K)	17,4	7,3	7,3	7,0	9,5

	Plana	Ni foam 3 mm	Ni foam 2 mm	Ni foam 1 mm	Ni foam 0,5 mm
					
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	100	100	100	100	100
q''_{medido} (kW/m ²)	93,14	94,59	94,58	97,39	95,17
ΔT_{sat} (K)	20,3	10,1	8,3	9,8	10,6
					
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	200	200 (Max.)	200 (Max.)	200	200
q''_{medido} (kW/m ²)	195,13	192,49	189,67	201,27	202,46
ΔT_{sat} (K)	27,5	22,5	24,75	15,0	13,7

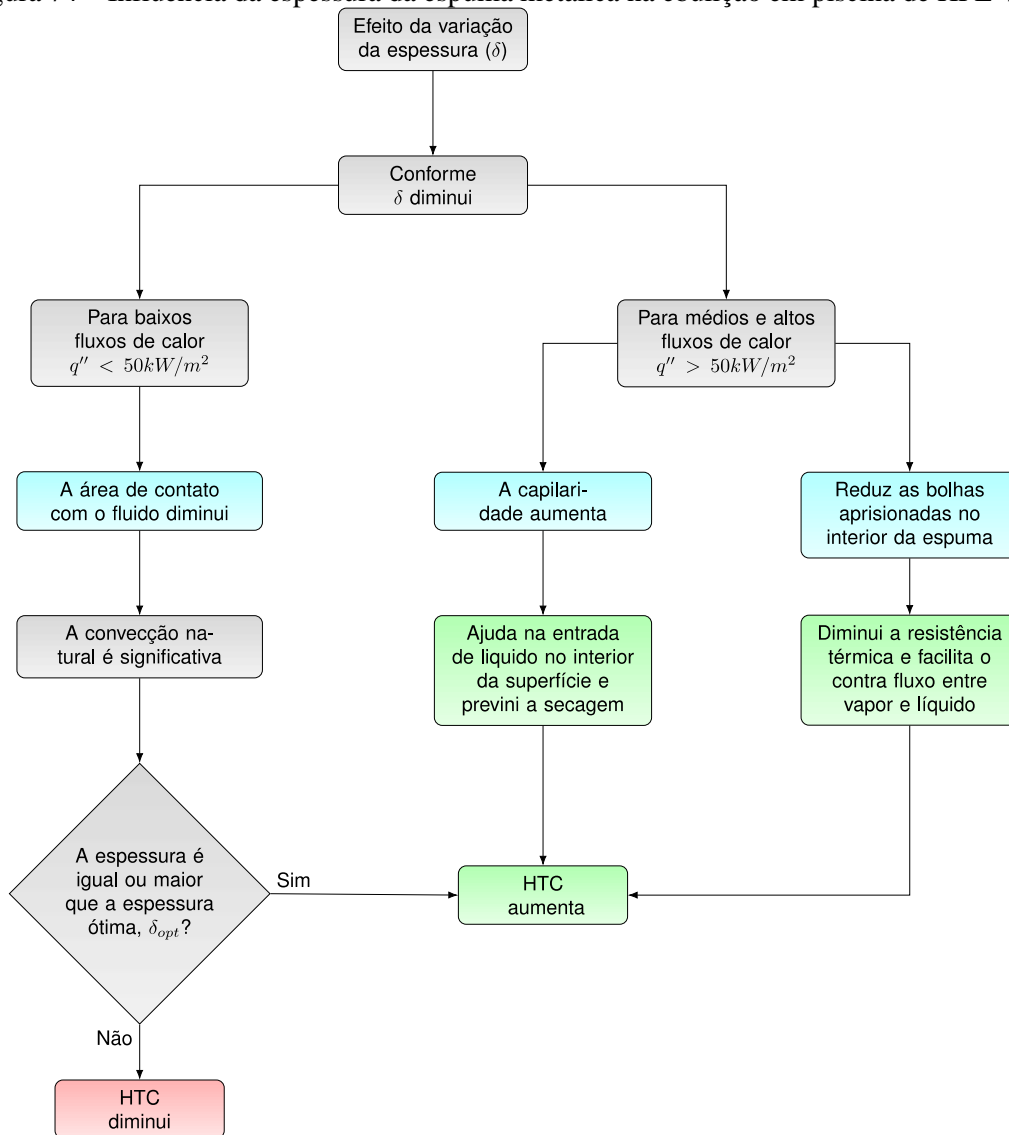
	Plana	Ni foam 3 mm	Ni foam 2 mm	Ni foam 1 mm	Ni foam 0,5 mm
					
$q''_{aplicado}$ (kW/m ²)	270 (Max.)	200 (Max.)	200 (Max)	250 (Max.)	350 (Max.)
q''_{medido} (kW/m ²)	266,00	192,49	189,67	249,19	351,96
ΔT_{sat} (K)	33,6	22,5	24,75	22,8	21,5

Fonte: Do próprio autor.

5.2.4 Influência da variação da espessura da espuma

Os resultados obtidos até aqui possuem semelhança com o relatado na literatura e resumidos na Seção 2.8 por mais que o par fluido-superfície seja diferente. Analisando a influência da espessura da espuma na ebulição em piscina com HFE-7100 percebe-se que existe uma espessura ótima, δ_{opt} , para cada região da curva de ebulição. Primeiramente, no início da curva, $q'' < 50 \text{ kW/m}^2$, a espessura ótima possui valores próximos a 2 mm e 1,5 mm para as espumas de cobre e níquel respectivamente. Essas espessuras são menores que a original (3 mm) porém ainda grandes o suficiente para garantir a nucleação de algumas bolhas logo nos primeiros fluxos de calor; além disso, contribuem para a transferência de calor por convecção natural em regiões sem nucleação. Para essa faixa de fluxo de calor, espessuras maiores que a ótima não irão influenciar de maneira positiva ou negativa no desempenho do HTC. Em seguida, quando a ebulição nucleada começa a se desenvolver e se torna completamente desenvolvida, $q'' > 50 \text{ kW/m}^2$, a espessura ótima tem uma brusca diminuição no seu valor devido ao grande aumento dos sítios de nucleação e, conseqüentemente, bolhas de vapor no interior da estrutura porosa. Portanto, a espessura deve ser menor para facilitar o contrafluxo líquido-vapor e melhorar tanto o desempenho do HTC quanto aumentar o q''_{max} . A Figura 74 apresenta um diagrama que resume o efeito da espessura na ebulição nucleada de HFE-7100.

Figura 74 – Influência da espessura da espuma metálica na ebulição em piscina de HFE-7100.



Fonte: Do próprio autor.

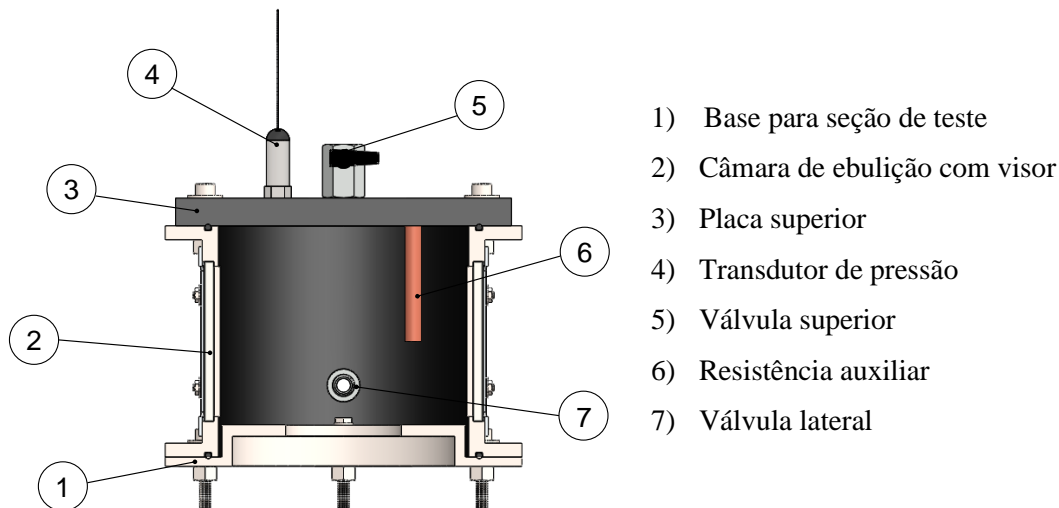
CAPÍTULO 6 – RESULTADOS E DISCUSSÕES PARA EBULIÇÃO COM ETANOL

A fim de desenvolver uma correlação para o coeficiente de transferência de calor considerando a influência das condições superficiais sobre a dinâmica da bolha de vapor no processo de ebulição de fluidos dielétricos em espumas metálicas, realizou-se uma etapa do trabalho em colaboração com o grupo de pesquisa do laboratório de termodinâmicos do IN+ *Center for Innovation, Technology and Policy Research*, localizado no Instituto Superior Técnico – IST, em Lisboa. Durante o período de estágio em pesquisa no IST (Lisboa, Portugal) foram realizados experimentos em ebulição utilizando Etanol como fluido de trabalho em condições saturadas, à pressão atmosférica. Foram utilizadas espumas metálicas com as mesmas características que aquelas usadas para os testes com HFE-7100. Escolheu-se usar Etanol por ser outra classe de fluido com potencial dielétrico (fluidos orgânicos), para aplicações em eletrônica (SHEN *et al.*, 2019). Apesar da inflamabilidade e toxicidade serem desvantagens do Etanol, isso pode ser evitado usando uma câmara de vapor completamente selada (KALANI; KANDLIKAR, 2013)

6.1 Aparato Experimental

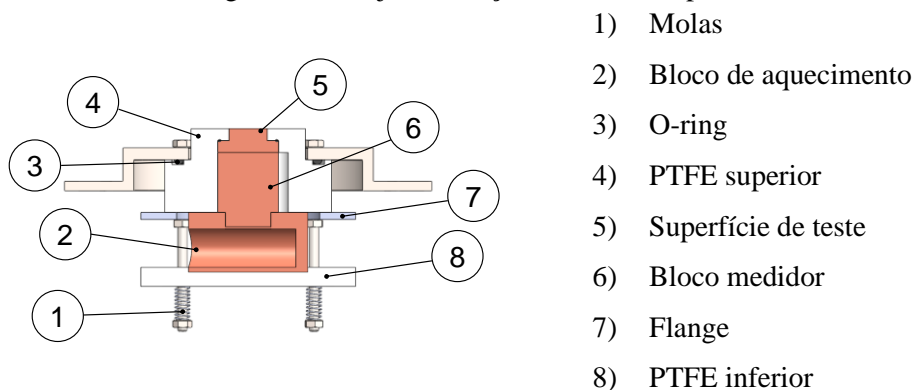
A bancada experimental utilizada (Figura 75) foi projetada para experimentos com folhas metálicas aquecidas por efeito Joule conforme apresentado por Pontes *et al.* (2020). Ela é constituída de uma câmara metálica circular com 3 escotilhas de vidro para visualização do fenômeno de ebulição. Na parte superior, em uma chapa de aço inoxidável, há um transdutor de pressão e uma válvula para acoplamento de um condensador externo. Na parte inferior há uma base de aço inoxidável na qual a superfície de teste é inserida. Portanto, para a realização dos ensaios com espumas metálicas por meio do método de aquecimento por resistência tipo cartucho, foi projetada e construída uma seção de testes (Figura 76).

Figura 75 - Projeto da bancada experimental original.



Fonte: Do próprio autor.

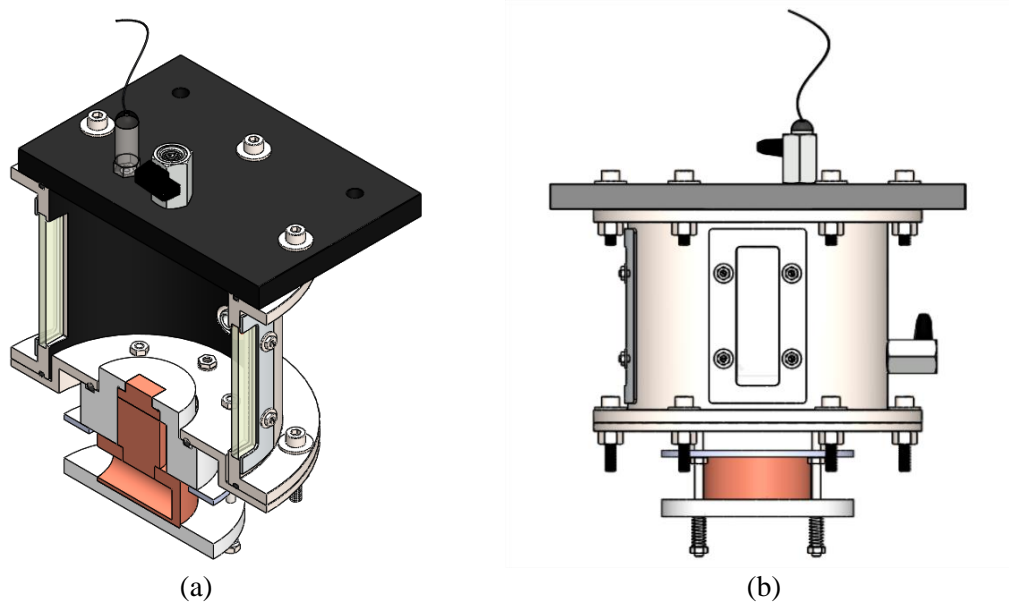
Figura 76 - Projeto da seção de testes adaptada.



Fonte: Do próprio autor.

A seção de testes é composta pelos blocos de aquecimento e de medição, ambos de cobre, e a superfície de testes, também de cobre, com uma seção transversal quadrada de 16×16 mm logo acima dos blocos. Além disso, um isolamento térmico feito de PTFE é usado para minimizar as perdas térmicas e garantir um perfil linear de temperatura no bloco medidor. Outros elementos periféricos também foram usados, tais como o-ring interno e externo para vedação da câmara, molas para pressionar o bloco medidor e diminuir a resistência de contato e um flange que pressiona a seção de testes contra a base – garantindo a vedação junto ao o-ring. A Figura 77 apresenta a montagem final sob duas perspectivas de vista.

Figura 77 - Vistas (a) isométrica com corte total e (b) lateral da montagem final da bancada de ensaios.



Fonte: Do próprio autor.

6.2 Instrumentação da bancada experimental

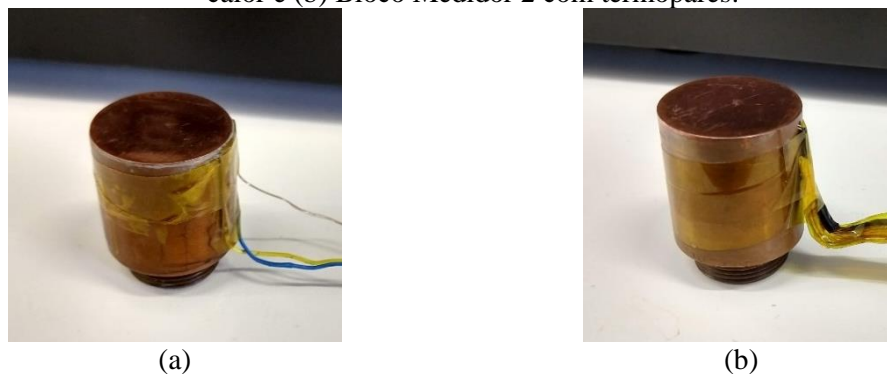
Após a usinagem e montagem das peças foi realizada a instrumentação da bancada. Primeiramente, ressalta-se que dois tipos de blocos de medição foram usados de forma intercalada:

(1) Bloco Medidor 1: com sensor de fluxo de calor colado na superfície superior do bloco (Figura 78a). O sensor de fluxo foi fabricado e calibrado pela Captec Enterprise (www.captec.fr) com uma sensibilidade de $5,69 \text{ mV/kWm}^{-2}$ e uma incerteza de 3% do valor medido;

(2) Bloco Medidor 2: com três termopares tipo K de 0,5 mm inseridos ao longo do eixo axial espaçados 7 mm entre cada um (Figura 78b).

O uso de ambos foi devido à incerteza de medição do fluxo de calor. Para o bloco medidor que utiliza termopares a incerteza é maior em relação ao bloco medidor com sensor de fluxo, principalmente em baixos fluxos de calor. Porém, o bloco medidor com sensor de fluxo não resiste a temperaturas maiores que $200 \text{ }^\circ\text{C}$ e a resistência térmica de contato entre ele e a superfície de teste é na ordem de $2,6 \text{ K/W}$ contra $0,04 \text{ K/W}$ do bloco com termopares. Portanto, o bloco com sensor de fluxo de calor foi utilizado apenas em fluxos de calor medidos inferiores a 100 kW/m^2 .

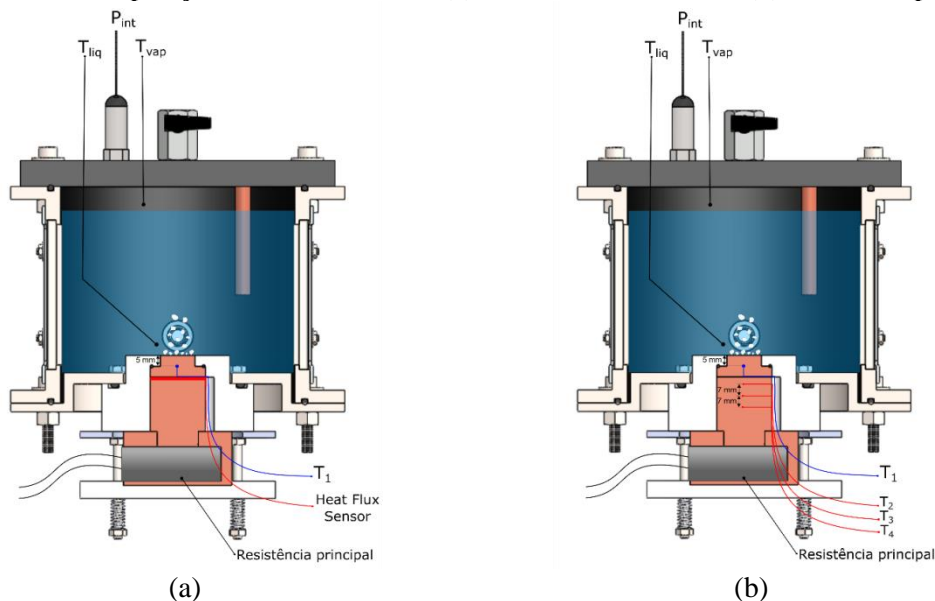
Figura 78 - Blocos de medição do fluxo de calor. (a) Bloco Medidor 1 com sensor de fluxo de calor e (b) Bloco Medidor 2 com termopares.



Fonte: Do próprio autor.

Os termopares de medição da temperatura do líquido (T_{liq}) e vapor (T_{vap}) foram alocados dentro da câmara de ebulição e usados para controlar a potência da resistência auxiliar. Os demais termopares alocados no bloco de cobre foram utilizados para medição do fluxo de calor, q''_{medido} (no caso do Bloco Medidor 2), assim como, para estimar a temperatura da superfície (T_p). A Figura 79 apresenta a disposição dos termopares na bancada experimental e o transdutor de pressão utilizado para a medição da pressão no interior da câmara (permaneceu fechada durante os ensaios), a qual foi mantida a uma pressão próxima à pressão atmosférica local ($p_{atm} \approx 100,5$ kPa). Uma resistência de cartucho (resistência principal) com potência máxima de 250 W a 220 V alocada na parte inferior do bloco de cobre foi usada como fonte de calor para os ensaios. A resistência foi alimentada por um transformador VARIAC de 0 - 250V (4A).

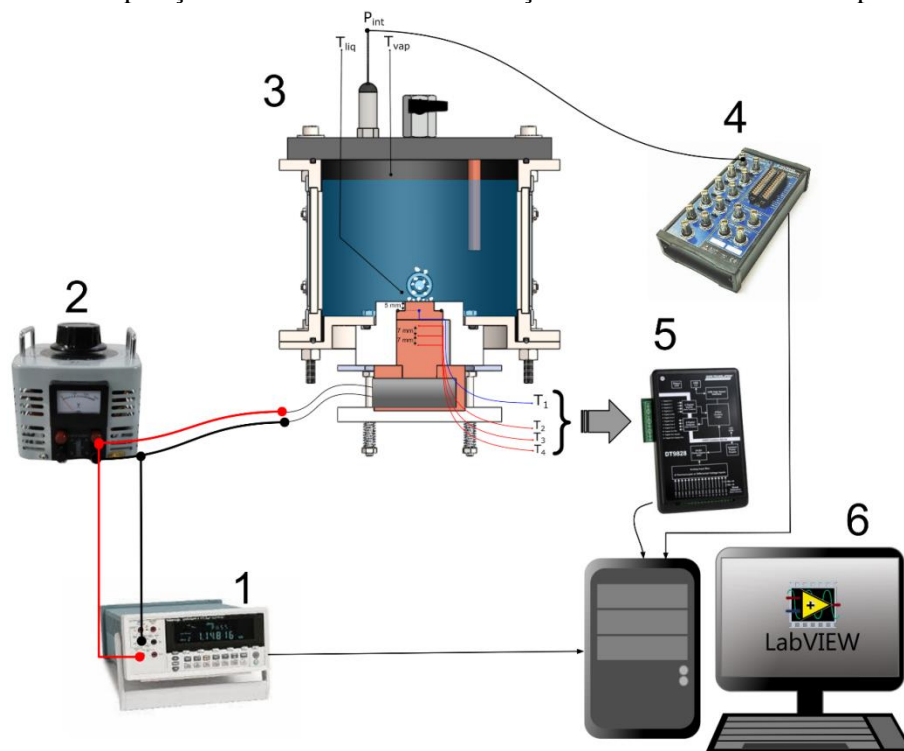
Figura 79 - Disposição dos instrumentos. (a) com sensor de fluxo e (b) com termopares.



Fonte: Do próprio autor.

Para a medição do sinal dos termopares foi utilizado um aquisitor de dados Data Translation® DT9828. Para a medição do sinal do transdutor de pressão e do sensor de fluxo (quando necessário) foi usada uma placa da National Instruments® BNC-2120. Por fim, para a medição da tensão/potência aplicada na resistência principal, usou-se um multímetro digital Tektronix® DMM 4020. Os dados de tensão aplicada, pressão interna, temperaturas e do sensor de fluxo foram transferidas em tempo real para um microcomputador por meio de portas de comunicação serial/USB e registrados por uma rotina programada em LabView®. A Figura 80 mostra um desenho esquemático do sistema utilizado para a medição dos dados experimentais.

Figura 80 - Disposição dos instrumentos de medição utilizados na bancada experimental.



Fonte: Do próprio autor.

6.3 Metodologia dos Ensaios Experimentais com Etanol

Os ensaios experimentais em ebulição em piscina foram realizados no aparato apresentado na seção anterior utilizando Etanol como fluido de trabalho. Primeiramente, para inserção do fluido na bancada, a câmara foi colocada em pressão negativa. Em seguida, o fluido de trabalho foi inserido na câmara por meio da válvula de carregamento. Após a inserção, a resistência auxiliar submersa no fluido aqueceu e manteve o fluido a temperatura próxima da saturação. Ressalta-se que antes do início do aquecimento por meio da resistência principal; o fluido foi mantido em ebulição por 60 minutos, apenas pelo aquecedor auxiliar para a retirada de gases aprisionados e condensados no fluido de trabalho. O aquecedor auxiliar foi alimentado por um regulador de tensão ligado um PID para controle de temperatura de saturação.

Os ensaios foram realizados aplicando a tensão na resistência principal de acordo com o fluxo de calor pretendido, iniciando em 35 kW/m^2 e finalizando em fluxos próximos ao *dryout* (que variou dependendo da superfície testada). Para cada patamar de fluxo de calor aplicado, esperou-se que o regime permanente fosse atingido e mantido (sem uma variação na temperatura maior que a incerteza de medição dos termopa-

res). A média dos 100 últimos dados registrados foi tratada conforme as equações abaixo.

Primeiro, o fluxo de calor medido foi calculado por

$$q''_{\text{medido}} = \begin{cases} \frac{A_{\text{circulo}}}{A_{\text{quadrado}}} \cdot \left(\frac{mV}{5,59} \right) & \text{para o Bloco Medidor 1} \\ \frac{A_{\text{circulo}}}{A_{\text{quadrado}}} \cdot \left(k_{Cu} \frac{T_4 - T_2}{L_{24}} \right) & \text{para o Bloco Medidor 2} \end{cases} \quad (122)$$

e foi comparado com o fluxo de calor aplicado, que é dado por

$$q''_{\text{aplicado}} = V \cdot I \cdot \frac{1}{A_{\text{quadrado}}} = \frac{V^2}{R_{\text{ohms}}} \cdot \frac{1}{A_{\text{quadrado}}} \quad (123)$$

Em seguida, q''_{medido} foi utilizado para o cálculo da temperatura da parede da superfície, pela equação:

$$T_p = T_1 - \frac{q''_{\text{medido}}}{k_{Cu}} L_{1p} \quad (124)$$

onde k_{Cu} é a condutividade térmica do cobre à temperatura média dos termopares inseridos no bloco de cobre; T_1 é o termopar inserido no início da seção quadrada e L_{1p} é a distância do início da seção quadrada (onde está alocado o termopar 1) até a parede da superfície que está em contato com o fluido de trabalho ($L_{1p} = 5 \text{ mm}$).

O coeficiente de transferência de calor foi calculado usando a lei de Newton do resfriamento:

$$h = \frac{q''_{\text{medido}}}{T_p - T_{\text{sat}}(p_{\text{int}})} = \frac{q''_{\text{medido}}}{\Delta T_{\text{sat}}} \quad (125)$$

onde $T_{\text{sat}}(p_{\text{int}})$ é a temperatura de saturação do fluido, a qual é função da pressão interna (que foi mantida próxima da pressão atmosférica local), obtida através da equação de Antoine (1888) usando os parâmetros para Etanol,

$$T_{\text{sat}} = \frac{1332,04}{7,68117 - \log\left(\frac{760 \cdot p_{\text{int}}}{101,325}\right)} - 199,2 \quad (126)$$

6.3.1 Incerteza experimental

Para o cálculo da incerteza experimental (u) utilizou-se a mesma metodologia descrita no Capítulo 4, partindo da Eq. (105). Portanto, para o fluxo de calor, Eq. (122), as incertezas experimentais relativas são respectivamente:

$$\frac{u_{q''_{\text{medido}}}}{q''_{\text{medido}}} = \begin{cases} \frac{[(3\% \cdot q''_{\text{medido}})^2 + \sigma^2]^{1/2}}{q''_{\text{medido}}} & \text{para o bloco medidor 1} \\ \left[\left(\frac{u_{\Delta T_{24}}}{\Delta T_{24}}\right)^2 + \left(\frac{u_{L_{24}}}{L_{24}}\right)^2 \right]^{1/2} & \text{para o bloco medidor 2} \end{cases} \quad (127)$$

e a incerteza no coeficiente de transferência de calor, Eq. (125),

$$\frac{u_h}{h} = \left[\left(\frac{u_{\Delta T_{\text{sat}}}}{\Delta T_{\text{sat}}}\right)^2 + \left(\frac{u_{q''_{\text{medido}}}}{q''_{\text{medido}}}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (128)$$

onde a incerteza da diferença de temperatura dos termopares tipo K é $\pm 0,3$ K (obtida pela calibração) enquanto a incerteza da medida de distância é estimada pela distribuição retangular da resolução do instrumento de medição ($\pm 0,05/\sqrt{3}$). No entanto, $u_{\Delta T_{\text{sat}}}$ não é obtida através da diferença de temperatura dos termopares, pois depende de T_p , Eq. (124), que por sua vez não pode ser calculada pela forma reduzida, Eq. (106). Logo $u_{\Delta T_{\text{sat}}}$ é dado por,

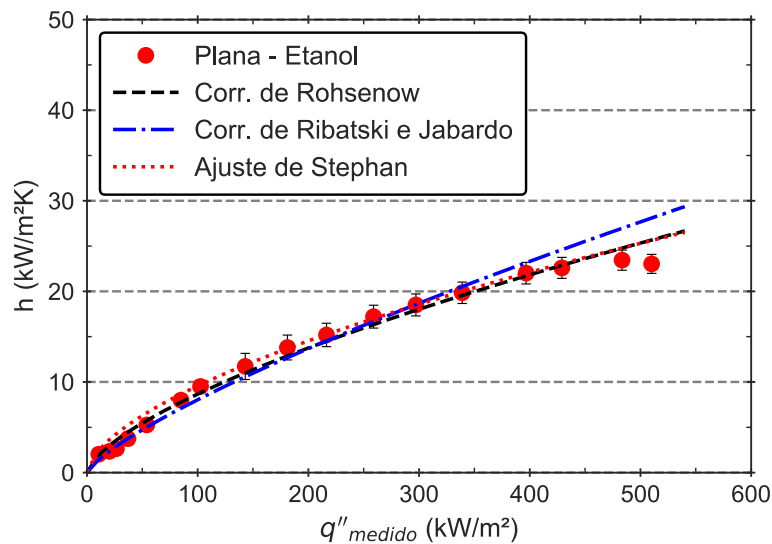
$$u_{\Delta T_{\text{sat}}} = \left[\left(u_{(T_1 - T_{\text{sat}})}\right)^2 + \left(-\frac{L_{1p}}{k_{\text{Cu}}} u_{q''_{\text{medido}}}\right)^2 + \left(-\frac{q''_{\text{medido}}}{k_{\text{Cu}}} u_{L_{1p}}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (129)$$

6.4 Validação do aparato experimental utilizando Etanol como fluido de trabalho

Antes dos ensaios com as espumas metálicas, foi necessário um ensaio de validação com uma superfície plana para se obter uma curva de referência que pudesse ser comparada com métodos de predição encontrados na literatura.

Neste ensaio, a superfície plana possuía um acabamento rugoso obtido através de polimento com lixa #600, com rugosidade média $R_a = 0,32 \mu\text{m}$ medida por um perfilômetro Veeco dektak3. Colocou-se 600 mL de fluido na câmara de ebulição – resultando em uma coluna de água de aproximadamente 50 mm. Variou-se o fluxo de calor aplicado de 35 kW/m^2 até 510 kW/m^2 . A Figura 47 apresenta o resultado do HTC obtido comparado com as correlações apresentadas. Para a correlação de Rohsenow (1952), Eq. (61), usou-se $C_{sf} = 0,0025$ (BEJAN; ZERBINI; SIMÕES, 1996). Enquanto que para Ribatski e Jabardo (2003), Eq. (66), usou-se o parâmetro $f_w = 100$, dado pelos próprios autores da correlação.

Figura 81 - Validação da bancada experimental utilizando Etanol como fluido de trabalho.



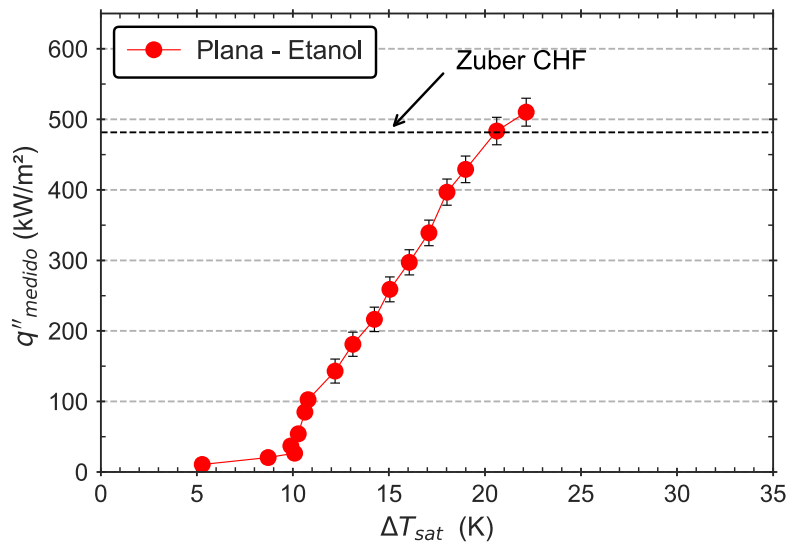
Fonte: Do próprio autor.

O MAPE, Eq. (112), foi de 7,8% e 8,9% para Rohsenow (1952) e Ribatski e Jabardo (2003), respectivamente. Além disso, o valor do coeficiente n de Stephan (1992) foi 0,623, com um $R^2 = 0,988$.

O ponto de máximo HTC ocorreu em $q'' = 483,4 \text{ kW/m}^2$ sendo seguido de um ponto com fluxo de calor superior, porém instabilidades foram visualizadas e o equipamento foi desligado para evitar danos. Portanto, neste trabalho, assim como em Cardoso *et al.* (2011), foi considerado o fluxo de calor crítico igual ao ponto onde o HTC é máximo.

Para fins de comparação, a Figura 48 apresenta a curva de ebulição do ensaio de validação com os valores das correlações de Zuber (1959), na qual o valor do CHF é de $481,5 \text{ kW/m}^2$ para Etanol, sendo um valor próximo ao obtido experimentalmente.

Figura 82 - Curva de ebulição para o Etanol como fluido de trabalho.

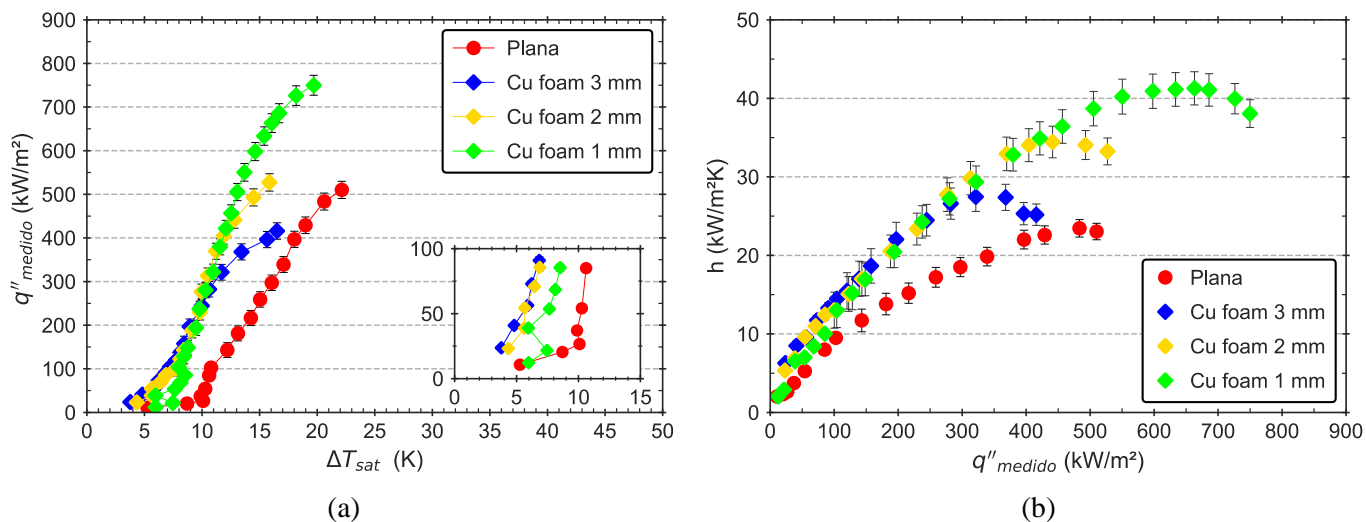


Fonte: Do próprio autor.

6.5 Resultados e discussões para ebulição com Etanol

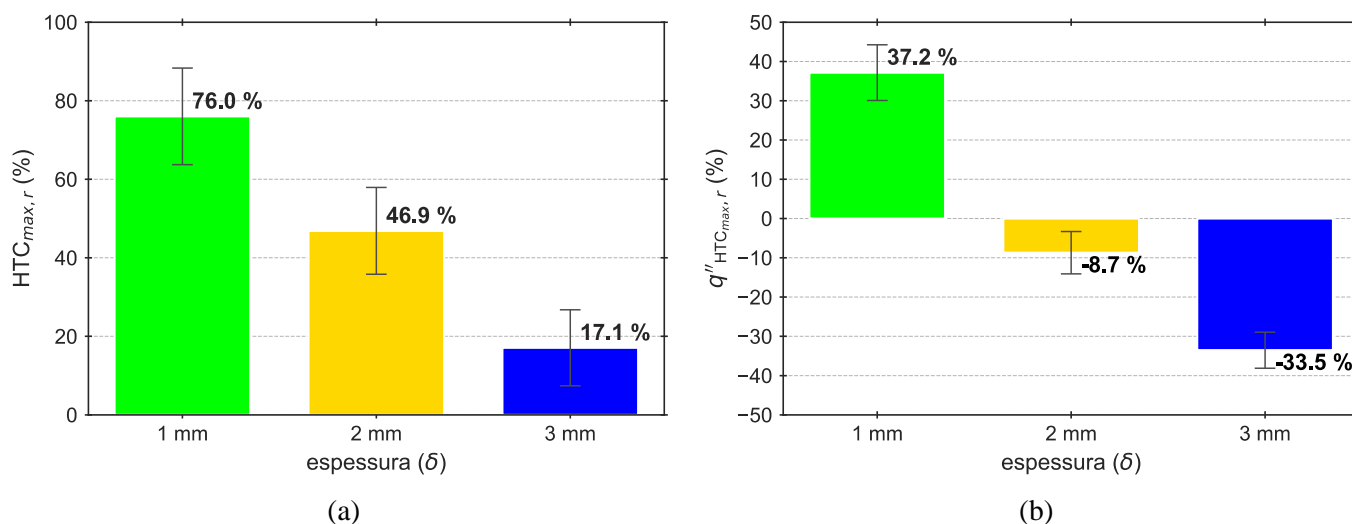
A espuma de cobre, ‘Cu foam’, com 3 diferentes espessuras foi a primeira superfície ensaiada após a validação da bancada experimental com Etanol. Os resultados são apresentados na Figura 83 e assim como ocorreu para ebulição com o HFE-7100, cada espessura apresentou um desempenho dependendo da faixa de aplicação do fluxo de calor. As espumas de 3 mm e 2 mm possuem desempenho quase idêntico e superior a de 1 mm em $q'' < 100 \text{ kW/m}^2$; o que diferencia ambas as espumas é o ponto máximo do HTC e seu respectivo fluxo de calor, que aumentou com a diminuição da espessura (Figura 84). A menor espessura (1 mm) possui um menor desempenho nos primeiros fluxos de calor, região onde a ebulição nucleada não está completamente desenvolvida e a convecção natural é significativa; porém, após as bolhas surgirem por completo na superfície em $q'' > 100 \text{ kW/m}^2$, esta espessura tem um desempenho aumentado apresentando um ponto de máximo HTC superior às demais e à superfície plana, conforme mostrado na Figura 84.

Figura 83 - Ensaios com espumas metálicas de cobre e Etanol como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC *versus* q'' .



Fonte: Do próprio autor.

Figura 84 - Relações máximas para as espumas de cobre na ebulição de Etanol: (a) Máximo aumento do HTC e (b) Máximo aumento do fluxo de calor para o respectivo aumento de HTC.

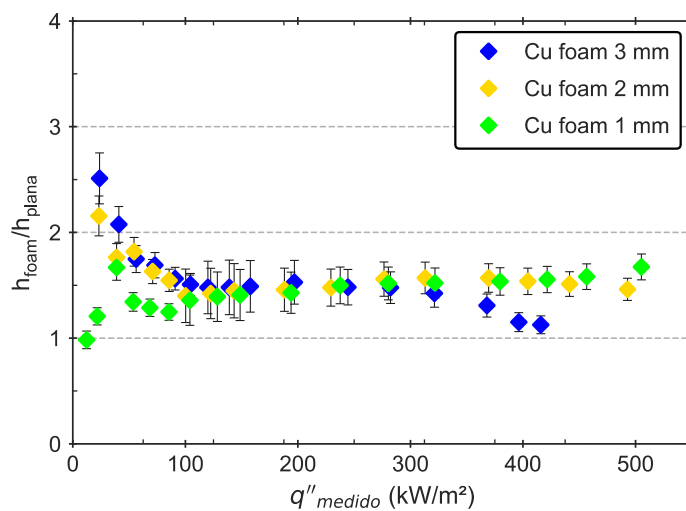


Fonte: Do próprio autor.

Por fim, foi realizada a razão dos HTCs para cada fluxo calor (em relação à superfície plana) (Figura 85). Novamente, a tendência foi similar à ebulição de HFE-7100 (Figura 62), porém observa-se que a razão de aumento usando Etanol é inferior. Para o HFE-7100, o aumento foi em média 2,5 vezes, principalmente para a superfície de 1 mm que apresenta um comportamento mais estável. Para o Etanol o aumento foi de, em média, 1,5 vezes. A Figura 86 apresenta a comparação de razão dos HTCs para ambos fluidos; ressalta-se que a faixa de aplicação do fluxo de calor para o HFE-7100 é menor em relação ao Etanol. Isso também foi observado no trabalho de Teodori, Moita e Moreira (2014) para a ebulição de FC-72 e Etanol em superfícies microestruturadas. Uma

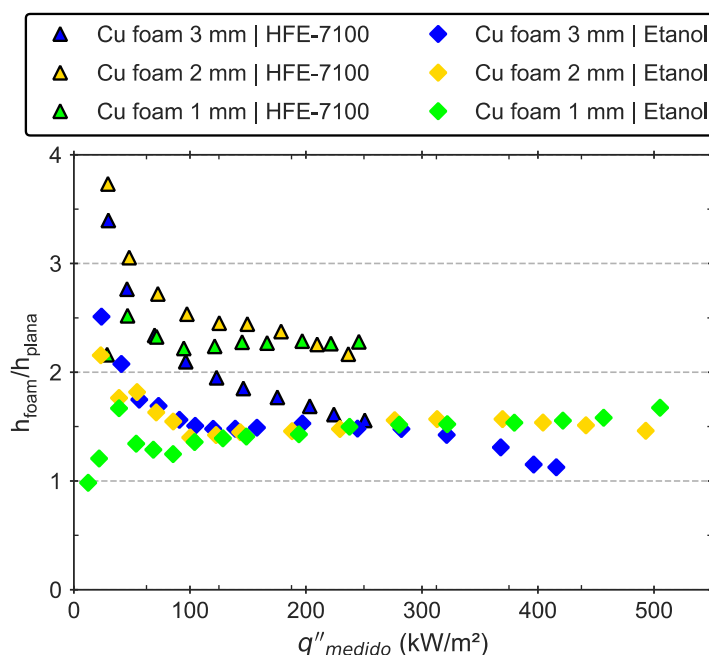
provável causa para o menor aumento do HTC em relação à superfície plana é a diferença das propriedades termofísicas dos fluidos apresentada na Tabela 26. O HFE-7100 possui propriedades inferiores ao Etanol, principalmente o calor latente de evaporação (h_{lv}), calor específico (c_p) e a condutividade térmica (k_l); portanto, o efeito da superfície porosa é mais significativo quando comparado com a superfície plana em fluidos com propriedades termofísicas inferiores.

Figura 85 - Razão do HTC da espuma de cobre em relação à superfície plana em função do fluxo de calor para ebulição de Etanol.



Fonte: Do próprio autor.

Figura 86 – Comparação da razão do HTC da espuma de cobre em relação à superfície plana em função do fluxo de calor para ebulição de HFE-7100 e Etanol.



Fonte: Do próprio autor.

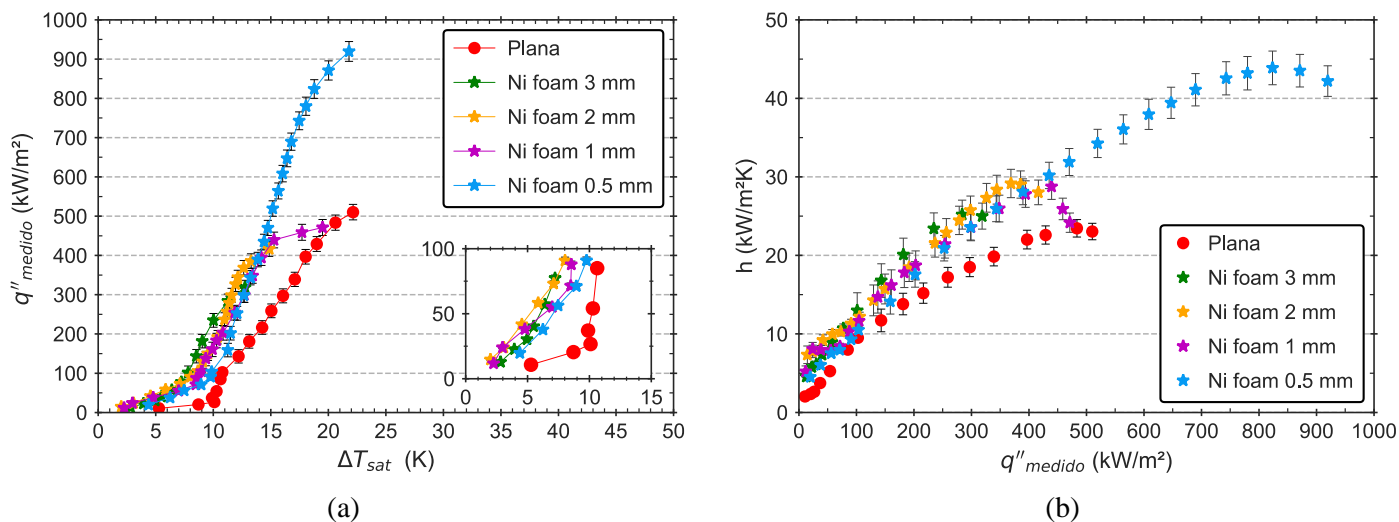
Tabela 26 - Propriedades termofísicas dos fluidos HFE-7100 e Etanol (absoluto) em condições de saturação a 1 atm.

Fluido	T_{sat} (°C)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_v (kg/m ³)	$10^6 \times \mu_l$ (Pa.s)	$c_{p,l}$ (J/kg·K)	h_{lv} (kJ/kg)	k_l (W/m·K)	σ (mN/m)	L_c (mm)
HFE-7100	61	1400	9,4	428,2	1255	112	0,062	10,2	0,86
Etanol	78,3	736,4	1,65	440,9	3185	850	0,153	15,2	1,5

Fonte: Do próprio autor.

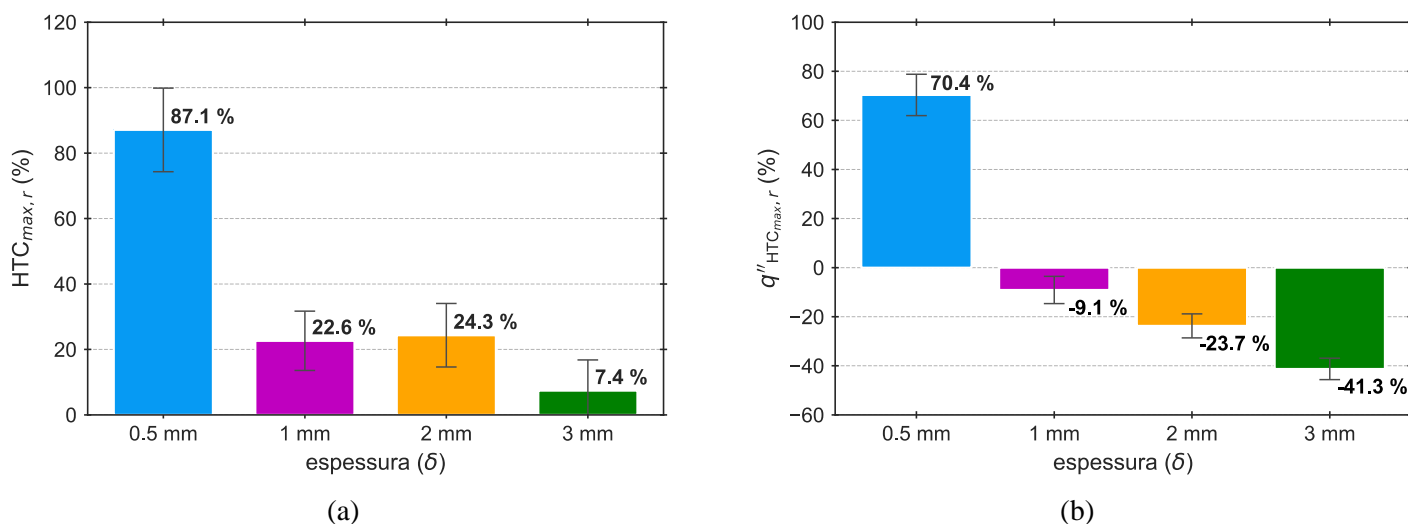
Em seguida, foram ensaiadas as superfícies de níquel, ‘Ni foam’, com 4 diferentes espessuras. A Figura 87 apresenta as curvas de ebulição e HTC. Desta vez, os resultados divergiram um pouco em relação às tendências apresentadas na ebulição de HFE-7100. Ou seja, ao invés das espumas com 3 mm e 2 mm de espessuras terem resultados semelhantes, agora as com 2 mm e 1 mm foram semelhantes. Todas as curvas apresentam melhora no desempenho do HTC em relação à superfície plana; porém, as espessuras de 3 mm, 2 mm e 1 mm apresentaram diminuição no valor do fluxo de calor no qual o HTC é máximo em relação ao da superfície plana (Figura 88b), pois o acúmulo de bolhas na estrutura faz com que a secagem ocorra precocemente. Por outro lado, a menor espessura, ‘Ni foam 0.5 mm’, obteve o melhor resultado para o aumento do HTC em relação ao da superfície plana e para o aumento do fluxo de calor no qual o HTC é máximo em relação ao da superfície plana (Figura 88).

Figura 87 - Ensaios com espumas metálicas de níquel e Etanol como fluido de trabalho. (a) Curva de ebulição parcial; (b) HTC *versus* q'' .



Fonte: Do próprio autor.

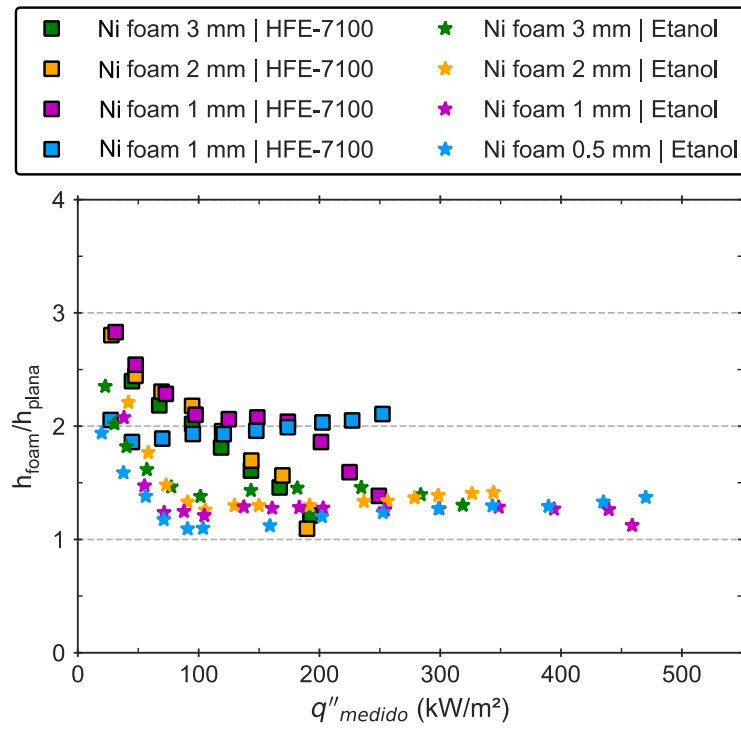
Figura 88 - Relações máximas para as espumas de níquel na ebulição de Etanol: (a) Máximo aumento do HTC e (b) Máximo aumento do fluxo de calor para o respectivo aumento de HTC.



Fonte: Do próprio autor.

Quando se faz a análise do HTC ponto a ponto, observa-se uma diminuição da razão comparado a ebulição do HFE-7100, contribuindo para a hipótese de que as propriedades termofísicas do fluido de trabalho influenciam no processo. Na ebulição de HFE-7100, a menor espessura obteve um aumento do HTC de, em média, 2 vezes em relação à superfície plana, enquanto, que para Etanol o aumento foi de em média 1,2 vezes, conforme apresenta a Figura 89.

Figura 89 – Comparação da razão do HTC da espuma de níquel em relação à superfície plana em função do fluxo de calor para ebulição de HFE-7100 e Etanol.



Fonte: Do próprio autor.

CAPÍTULO 7 – OBTENÇÃO DO MODELO DE PREDIÇÃO

Com base na revisão da literatura e nos resultados obtidos neste trabalho, o arrefecimento de sistemas através de imersão em piscina de fluido dielétrico e consequente ebulição pode ser melhorado por meio do uso de superfícies porosas, mais precisamente espumas metálicas de célula aberta. Essa técnica tem um grande potencial para aplicações industriais, porém é de grande importância que a indústria possua um modelo preditivo do desempenho do HTC e CHF no projeto de um sistema que irá usar uma combinação de espuma metálica e fluido de trabalho. Algumas pesquisas já focaram em superfícies porosas sinterizadas ou espumas metálicas com ebulição de água. Porém, até o momento nenhuma correlação envolvendo ebulição nucleada de fluidos dielétricos em espumas metálicas de célula aberta foi encontrada.

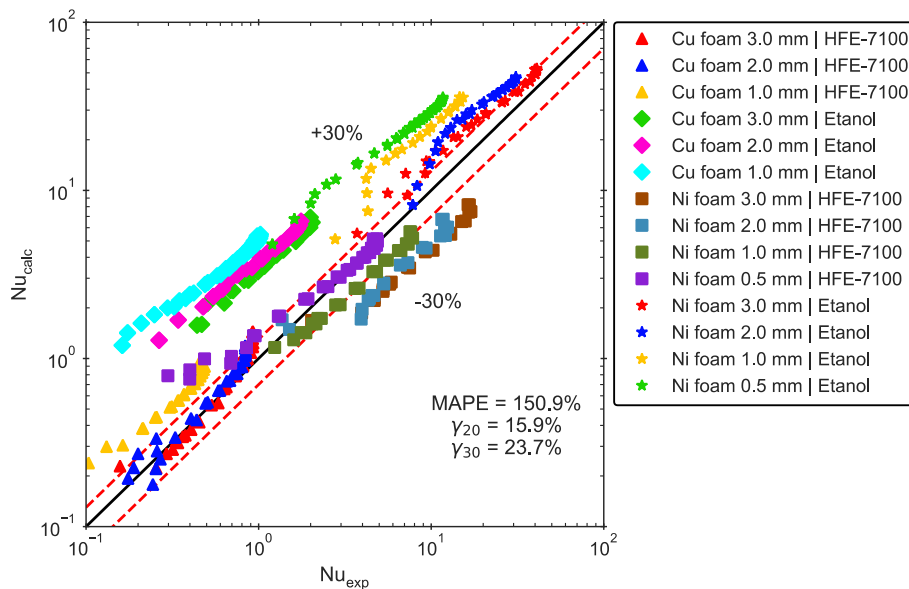
Portanto, esse capítulo mostra o desenvolvimento de uma correlação para obtenção do HTC e q''_{\max} (o fluxo de calor no qual o HTC é máximo) para ebulição em piscina com fluidos dielétricos, levando em consideração as propriedades das espumas metálicas (porosidade, diâmetro do poro, e espessura), propriedades do fluido, e a interação entre essas. A correlação é proposta com base na regressão apenas dos dados experimentais apresentados neste trabalho. Dados da literatura foram usados para fins de comparação e validação da modelo.

7.1 Predição dos dados experimentais usando correlação existente

Conforme citado no Capítulo 2, Nishikawa e Ito (1982) propuseram uma correlação para superfícies porosas, sinterizadas com microesferas de bronze ou cobre, em ebulição em piscina de fluidos dielétricos. A fim de avaliar a capacidade da correlação dos autores, nossos dados experimentais foram comparados com o HTC calculado pelo modelo da Eq. (71). Para aplicar o modelo de Nishikawa e Ito (1982) em nossos dados, foram usados os valores de diâmetro da fibra d_f das espumas metálicas nos valores de diâmetro das esferas sinterizadas, d_{sp} , proposto no modelo, pois são referentes à dimensão do sólido do meio poroso. Além disso, os dados experimentais usados para comparação foram filtrados de modo a conterem apenas valores até o ponto de máximo HTC experimental. A Figura 90 apresenta o número de Nusselt calculado pelo lado direito da Eq. (71), e o número de Nusselt experimental, dado pelo lado esquerdo da Eq. (71). Por fim, a Figura 90 apresenta uma análise estatística global dos dados experimentais e pre-

ditos, incluindo a parcela de dados inclusos em uma faixa de erro de $\pm 20\%$, γ_{20} , e $\pm 30\%$, γ_{30} , e o erro absoluto médio percentual (MAPE). Uma análise estatística detalhada para cada superfície e fluido de trabalho é apresentada no Apêndice F.

Figura 90 – Comparação entre os números de Nusselt experimentais e calculado pelo modelo de predição de Nishikawa e Ito (1982).

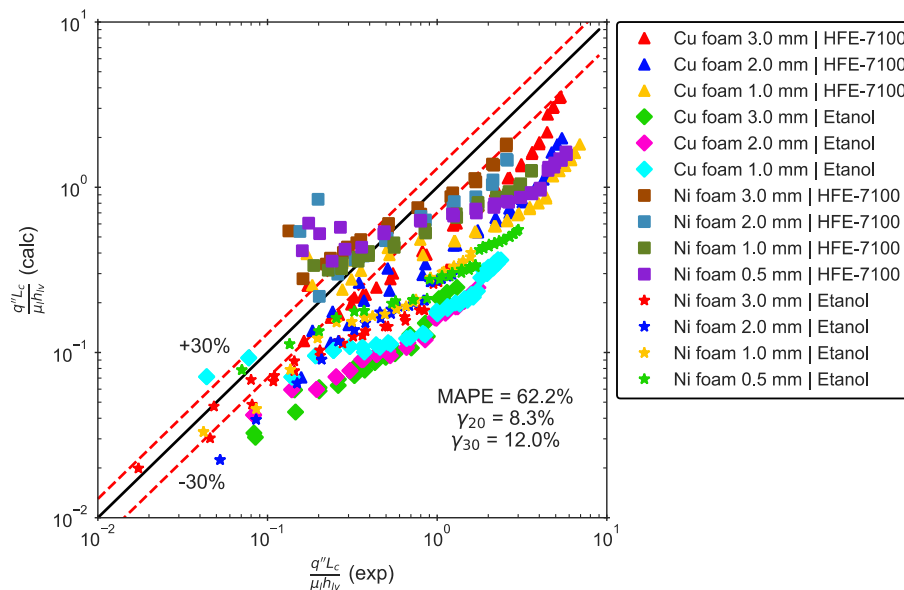


Fonte: Do próprio autor.

O modelo de Nishikawa e Ito (1982) superestima a maioria dos dados; o que já era esperado devido, principalmente, às características da superfície. As superfícies de partículas esféricas sinterizadas ensaiadas por Nishikawa e Ito (1982) tinham uma porosidade na faixa de 0,38 a 0,71 enquanto as espumas metálicas ensaiadas nesse trabalho variam de 0,9 a 0,98. Além disso, o diâmetro das partículas era muito maior que o diâmetro das fibras das espumas metálicas, o que altera principalmente a condutividade térmica efetiva.

A alternativa foi testar o modelo de Xu *et al.* (2014) modificado por Righetti *et al.* (2019). A Figura 91 apresenta a comparação entre o adimensional considerando o fluxo de calor calculado pela Eq. (72) e o experimental. A Figura 91 também apresenta uma análise estatística global dos dados experimentais e preditos, incluindo a parcela de dados inclusos em uma faixa de erro de $\pm 20\%$, γ_{20} , e $\pm 30\%$, γ_{30} , e o erro absoluto médio percentual (MAPE). Uma análise estatística detalhada para cada superfície e fluido de trabalho é apresentada no Apêndice F.

Figura 91 – Comparação entre os adimensionais experimentais e calculado pelo modelo de previsão de Xu *et al.* (2014) modificado por Righetti *et al.* (2019).



Fonte: Do próprio autor.

Ao contrário do modelo de Nishikawa e Ito (1982), o modelo de Xu *et al.* (2014) modificado por Righetti *et al.* (2019) subestima os nossos dados experimentais. Isso provavelmente acontece devido aos dados usados para a regressão do modelo, os quais consideram apenas dados de ebulição da água em espumas de alumínio (a água possui uma molhabilidade e propriedades termofísicas maiores quando comparada aos fluidos dielétricos testados).

7.2 Desenvolvimento do modelo de previsão do HTC para espumas metálicas

O novo modelo baseia-se na análise dimensional obtida por meio do Teorema dos Pi (π) de Buckingham (BUCKINGHAM, 1914), no qual variáveis representadas por r dimensões físicas fundamentais independentes foram escolhidas para representar parâmetros dependentes.

Primeiramente, foram listadas todas as variáveis que desempenham um papel importante no HTC (h) durante a ebulição nucleada com o uso de espumas metálicas:

- fluxo de calor, q'' ;
- variáveis que representam as características da superfície de aquecimento tais como a espessura (δ), diâmetro do poro (d_p), e a condutividade térmica efetiva (k_e).
- e, as propriedades termofísicas do fluido de trabalho, tais como a temperatura de saturação (T_{sat}), o comprimento capilar (L_c), o calor latente de vaporização

(h_{lv}), o calor específico do líquido saturado ($c_{p,l}$), e a viscosidade do líquido saturado (μ_l), são também parâmetros importantes para a obtenção do modelo preditivo do HTC.

Portanto, a seguinte relação funcional pode ser escrita:

$$h = f(q'', L_c, k_e, c_{p,l}, T_{sat}, \mu_l, h_{lv}, \delta, d_p) \quad (130)$$

O número de variáveis listadas, n , é igual a 10. Elas possuem dimensões MLT Θ (massa, comprimento, tempo e temperatura) (WHITE, 2009) o que implica em 4 variáveis de repetição ($r = j = 4$) resultando em 6 números adimensionais ($k = n - j = 6$) que podem ser obtidos. Como variáveis de repetição foram escolhidas: $q'', L_c, k_e, c_{p,l}$.

O primeiro número adimensional obtido foi o bem conhecido número de Nusselt,

$$\Pi_1 = \text{Nu} = \frac{h \cdot L_c}{k_e} \quad (131)$$

o qual é similar ao número de Nusselt obtido por Teodori, Moita e Moreira (2014) e Kiyomura *et al.* (2017); no entanto, incorpora o efeito da condutividade térmica do meio poroso assim como em Nishikawa e Ito (1982).

O segundo número adimensional,

$$\Pi_2 = \frac{q'' \cdot L_c}{k_e T_{sat}} \quad (132)$$

é o único adimensional no qual a variável fluxo de calor, q'' , aparece. Segundo Ribatski (2002) esse adimensional está associado ao efeito da agitação do líquido junto à parede na taxa de calor transferida. Um número similar foi obtido por Teodori, Moita e Moreira (2014) e Stephan and Abdelsalam (1980).

O terceiro número adimensional é o número de Prandtl efetivo (DUKHAN; CHEN, 2007; SOMERTON, 1983) devido à troca da condutividade térmica do líquido pela condutividade térmica efetiva do meio poroso, como segue,

$$\Pi_3 = \text{Pr}_e = \frac{c_{p,l} \mu_l}{k_e} \quad (133)$$

o qual relaciona os efeitos de difusividade térmica e quantidade de movimento no interior do meio poroso. Esse é um número adimensional tradicional em muitas correlações para obtenção do coeficiente de transferência de calor em sistemas monofásicos ou bifásicos. Segundo Rohsenow (1952), o número de Prandtl é importante devido à transferência de calor que ocorre diretamente entre a superfície aquecida e o fluido adjacente, adaptando uma convecção monofásica a um modelo bifásico. Além disso, Gerardi *et al.* (2010); Teodori, Moita e Moreira (2014); e Thiagarajan *et al.* (2015), relataram que o efeito transiente (*quenching effect*) - transiente de calor devido à reconstrução da camada limite térmica sobre a superfície logo após a partida da bolha de vapor - desempenha um papel importante para a transferência de calor na ebulição nucleada.

O quarto número é o número de Jakob modificado,

$$\Pi_4 = Ja^* = \frac{c_{p,l}T_{sat}}{h_{lv}} \quad (134)$$

que considera o calor sensível e o calor latente de vaporização - uma das propriedades mais relevantes em sistemas com mudança de fase.

Até o momento, a única propriedade da espuma metálica foi a condutividade térmica efetiva. Os próximos números adimensionais levam em consideração o efeito da espessura da espuma,

$$\Pi_5 = \frac{\delta}{L_c} \quad (135)$$

e do diâmetro médio do poro da espuma,

$$\Pi_6 = \frac{d_p}{L_c} \quad (136)$$

os quais representam, tanto o aumento da área molhada quanto a resistência ao escoamento do vapor no interior da espuma metálica.

Uma vez que todos os grupos adimensionais foram identificados, a correlação pode ser escrita na forma,

$$\frac{h \cdot L_c}{k_e} = C \left[\left(\frac{q'' \cdot L_c}{k_e T_{sat}} \right)^{a_1} \left(\frac{c_{p,l} \mu_l}{k_e} \right)^{a_2} \left(\frac{c_{p,l} T_{sat}}{h_{lv}} \right)^{a_3} \left(\frac{\delta}{L_c} \right)^{a_4} \left(\frac{d_p}{L_c} \right)^{a_5} \right] \quad (137)$$

na qual C e os expoentes a_i são constantes, exceto a_4 que é dado por uma curva S-inversa em função do fluxo de calor,

$$a_4 = f(q'') = \frac{a}{b + \exp(c \cdot q'' - d)} - e \quad (138)$$

devido ao efeito da espessura ser diferente para cada fluxo de calor, conforme discutido no Capítulo 5 e Capítulo 6.

As propriedades termofísicas utilizadas na regressão estão na região de saturação e na pressão atmosférica média de cada região que os ensaios foram realizados. O Apêndice G apresenta a tabela com as propriedades de cada fluido.

Para o cálculo da condutividade térmica efetiva, usou-se o modelo de Yao, Wu e Liu (2015), Eq. (46) a Eq. (50), devido a sua capacidade de predição discutida no Capítulo 2.

Para realizar a regressão múltipla dos dados, foi elaborado um código em linguagem Python (disponível no Apêndice H). O código realizou a regressão por meio do método dos mínimos quadrados implementado na biblioteca SciPy. Para a regressão foram usados 435 dados experimentais de HTC.

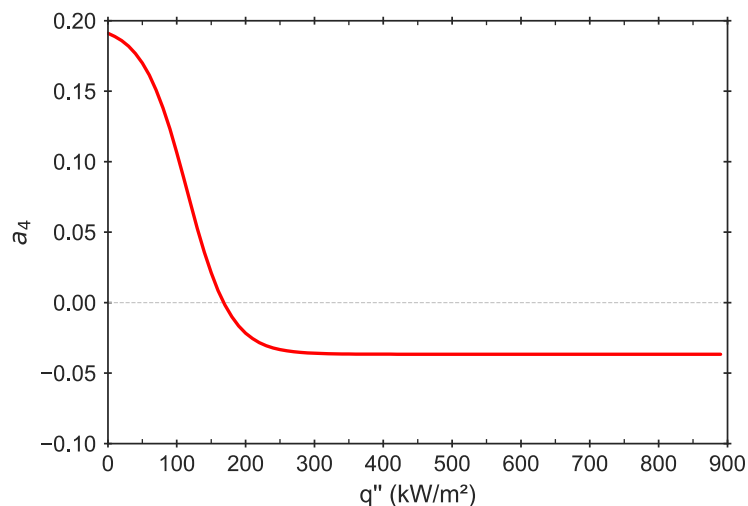
Após a regressão, os seguintes coeficientes foram obtidos, com 3 algarismos significativos e um $R^2 = 0,992$:

$$\frac{hL_c}{k_e} = 19.9 \left[\left(\frac{q'' L_c}{k_e T_{sat}} \right)^{0.615} \left(\frac{c_{p,l} \mu_l}{k_e} \right)^{0.322} \left(\frac{c_{p,l} T_{sat}}{h_{lv}} \right)^{-0.118} \left(\frac{\delta}{L_c} \right)^{f(q'')} \left(\frac{d_p}{L_c} \right)^{-0.200} \right] \quad (139)$$

na qual,

$$f(q'') = \frac{5.92}{25.3 + \exp(0.0314 \times 10^{-3} q'' - 0.362)} - 0.0366 \quad (140)$$

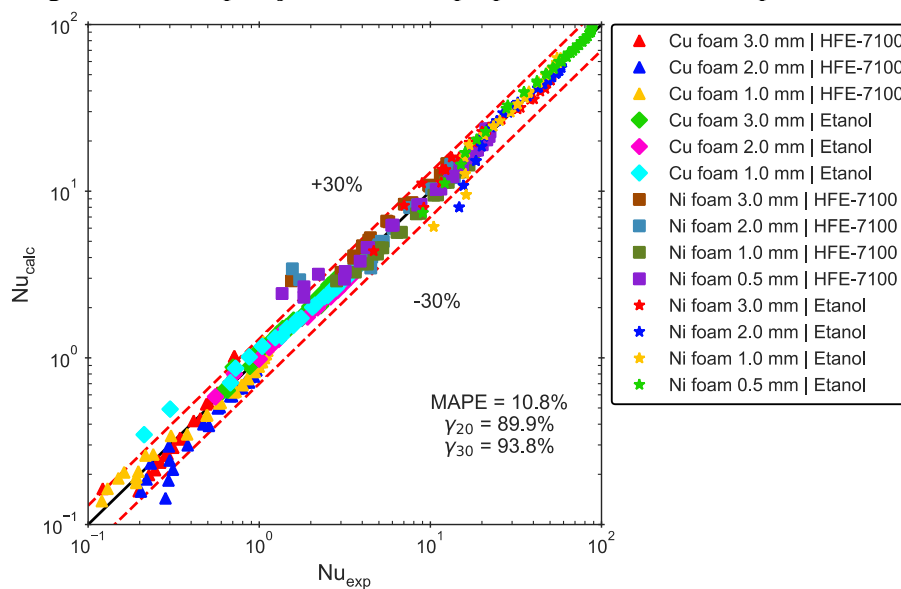
retornando um valor positivo para baixos fluxos de calor e um valor negativo para altos fluxos de calor, conforme mostra a Figura 92.

Figura 92 – Variação do expoente a_4 com o fluxo de calor.

Fonte: Do próprio autor.

A Figura 93 apresenta os resultados dos números de Nusselt experimental, Nu_{exp} , e calculado, Nu_{calc} . O erro absoluto médio foi de 10,8% sendo que 89,9% dos dados ficaram em uma faixa de $\pm 20\%$ e 93,8% em uma faixa de $\pm 30\%$. O Apêndice F apresenta as estatísticas para cada curva.

Figura 93 – Comparação do modelo proposto com os dados experimentais.



Fonte: Do próprio autor.

A faixa de validade da correlação para cada número adimensional, baseado no banco de dados experimental, é apresentado na Tabela 27.

Tabela 27 – Faixa de operação dos grupos adimensionais para predição do HTC.

Adimensional	Faixa de validade
$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k_e}$	$0,0773 \leq Nu \leq 88,1$
$\frac{q'' \cdot L_c}{k_e T_{sat}}$	$0,00153 \leq \frac{q'' \cdot L_c}{k_e T_{sat}} \leq 4,81$
$Pr_e = \frac{c_{p,l} \mu_l}{k_e}$	$0,0362 \leq Pr_e \leq 2,05$
$Ja^* = \frac{c_{p,l} T_{sat}}{h_{lv}}$	$1,29 \leq Ja^* \leq 3,74$
$\frac{\delta}{L_c}$	$0,320 \leq \frac{\delta}{L_c} \leq 3,48$
$\frac{d_p}{L_c}$	$0,160 \leq \frac{d_p}{L_c} \leq 0,538$

Fonte: Do próprio autor.

7.2.1 Validação do modelo com dados da literatura

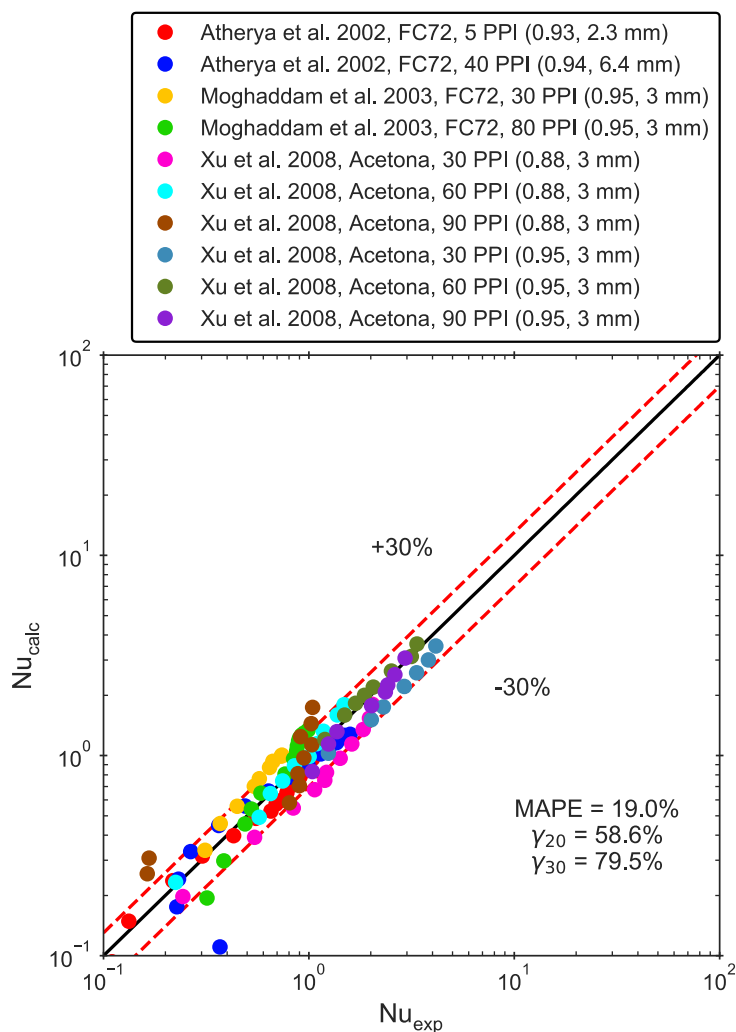
O desempenho da correlação proposta foi avaliado comparando com um conjunto de 113 dados experimentais da literatura (ATHREYA; MAHAJAN; SETT, 2002; MOGHADDAM; OHADI; QI, 2003; XU *et al.*, 2008), os quais utilizaram fluidos dielétricos como fluidos de trabalho. Essa validação é fundamental para evitar um *overfitting* do modelo proposto. A Tabela 28 apresenta a faixa dos valores adimensionais usados para a validação. A Figura 94 apresenta os resultados do Nusselt experimental da literatura, Nu_{exp} , e do calculado pelo modelo (Eq. (139)), Nu_{calc} . O erro absoluto médio foi de 19% sendo que 58,6% dos dados ficaram na faixa de $\pm 20\%$ e 79,5% na faixa de $\pm 30\%$. O Apêndice F apresenta as estatísticas para cada curva. É esperado um erro médio maior bem como uma porcentagem menor de dados dentro das faixas γ_{20} e γ_{30} , pois as características das espumas e as propriedades dos fluidos são diferentes daqueles utilizados na regressão assim como alguns valores dos adimensionais estarem fora da faixa dos dados usados na regressão. Ressalta-se que existem outros trabalhos na literatura utilizando espumas metálicas e fluidos dielétricos, no entanto, foram utilizados apenas os trabalhos que tinham as características da espuma metálica (porosidades, diâmetro do poro e espessura) disponíveis para que o modelo pudesse ser utilizado.

Tabela 28 – Faixa dos grupos adimensionais usados para a validação do modelo de predição do HTC.

Adimensional	Faixa de valores
$\frac{q'' \cdot L_c}{k_e T_{\text{sat}}}$	$0,000604 \leq \frac{q'' \cdot L_c}{k_e T_{\text{sat}}} \leq 0,359$
$\text{Pr}_e = \frac{c_{p,l} \mu_l}{k_e}$	$0,0302 \leq \text{Pr}_e \leq 0,0886$
$\text{Ja}^* = \frac{c_{p,l} T_{\text{sat}}}{h_{1V}}$	$1,48 \leq \text{Ja}^* \leq 4,12$
$\frac{\delta}{L_c}$	$1,85 \leq \frac{\delta}{L_c} \leq 8,90$
$\frac{d_p}{L_c}$	$0,350 \leq \frac{d_p}{L_c} \leq 5,93$

Fonte: Do próprio autor.

Figura 94 – Comparação do modelo de HTC proposto com dados da literatura.



Fonte: Do próprio autor.

7.3 Desenvolvimento do modelo de q''_{\max} para espumas metálicas

Conforme discutido no Capítulo 5 e Capítulo 6, as espumas metálicas são capazes de aumentar o HTC, porém quando muito espessas e/ou densas elas apresentam um *dryout* precoce devido ao acúmulo de vapor em seu interior. Portanto, buscou-se determinar através de outros adimensionais um modelo capaz de prever qual o fluxo de calor máximo, q''_{\max} , no qual o modelo do HTC pode ser utilizado.

Assim como na seção anterior, foi utilizado o Teorema dos Pi (π) de Buckingham para determinação dos adimensionais a serem correlacionados. Primeiramente, foram listadas todas as variáveis que desempenham um papel importante no q''_{\max} durante a ebulição nucleada com o uso de espumas metálicas:

- fluxo de calor inicial (referência), $q''_0 = \rho_v^{0.5} h_{lv} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}$, o qual foi usado primeiramente por Kutateladze (1948, 1961) conforme relatado no Capítulo 2;
- variáveis que representam as características da superfície de aquecimento: a espessura (δ) e o diâmetro do poro (d_p).
- as densidades do líquido (ρ_l) e vapor (ρ_v) saturado do fluido de trabalho.

Portanto, a seguinte relação funcional pode ser escrita:

$$q''_{\max} = f(q''_0, \delta, d_p, \rho_l, \rho_v) \quad (141)$$

O número de variáveis listadas, n , é igual a 6. Elas possuem dimensões MLT (massa, comprimento e tempo) (WHITE, 2009) o que implica em 3 variáveis de repetição ($r = j = 3$) resultando em 3 números adimensionais ($k = n - j = 3$) que podem ser obtidos. Como variáveis de repetição foram escolhidas: q''_0 , d_p , e ρ_l .

O primeiro número adimensional obtido foi a razão entre os fluxos de calor,

$$\Pi_1 = \frac{q''_{\max}}{q''_0} \quad (142)$$

a qual está presente em diversas outras correlações para predição do CHF (LIANG; MUDAWAR, 2018a, 2018b). Segundo O'Hanley *et al.* (2013) a razão contém a dependência do fluxo máximo com as propriedades termofísicas do fluido e com a gravidade.

O segundo número adimensional obtido foi a razão entre as dimensões da espuma metálica,

$$\Pi_2 = \frac{\delta}{d_p} \quad (143)$$

a qual faz o balanço entre o tamanho da espuma e o tamanho médio do poro.

Por fim, o terceiro número adimensional obtido foi a razão de densidades do fluido de trabalho,

$$\Pi_3 = \frac{\rho_v}{\rho_l} \quad (144)$$

associada a expansão do fluido devido a mudança de fase.

Uma vez que todos os grupos adimensionais foram identificados, a correlação pode ser escrita na forma,

$$\frac{q''_{\max}}{q''_0} = C \left[\left(\frac{\delta}{d_p} \right)^{b_1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{b_2} \right] \quad (145)$$

na qual C e os expoentes b_i são constantes.

As propriedades termofísicas utilizadas na regressão estão na região de saturação e na pressão atmosférica média na qual os ensaios foram obtidos. O Apêndice G apresenta a tabela com as propriedades de cada fluido.

Para realizar a regressão múltipla dos dados, foi elaborado um código em linguagem Python (disponível no Apêndice H). O código realizou a regressão por meio do método dos mínimos quadrados implementado na biblioteca SciPy.

Os valores do fluxo de calor máximo experimental de, $q''_{\max, \text{exp}}$, são fortemente dependentes dos patamares de fluxo de calor aplicado (o passo entre um e outro) e seu valor máximo experimental pode não corresponder ao valor máximo real. Desta maneira, ao invés de usarmos o valor máximo de cada curva, optou-se por realizar uma regressão de cada curva e obter o ponto máximo da função. Uma maneira de obter a função é correlacionar os dados através de um polinômio. Para isso, foram testados polinômios de segundo e terceiro graus para verificar qual melhor se encaixaria nos dados experimentais para obter o ponto máximo. O polinômio de terceiro grau obteve um coe-

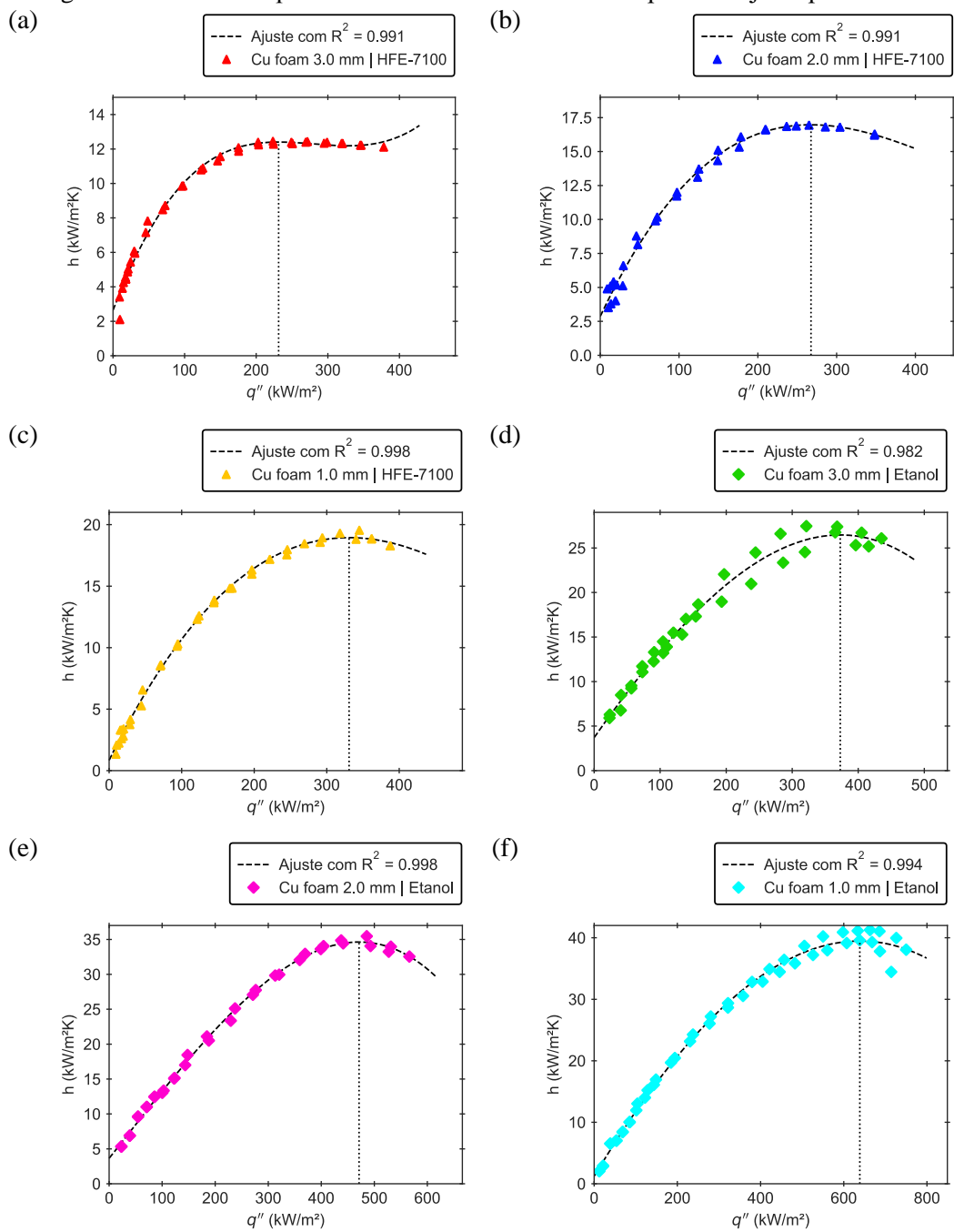
ficiente R^2 maior que o de segundo grau em todos os casos, além de uma curva mais condizente com o fenômeno físico. Após a obtenção da função polinomial, o ponto máximo foi encontrado através de método iterativo (função `fsolve` do SciPy) igualando a primeira derivada à zero, colocando como estimativa inicial o fluxo de calor máximo experimental. A Figura 95 e Figura 96 mostram as curvas experimentais e o ajuste feito por meio da regressão polinomial para as espumas de cobre e níquel, respectivamente; as linhas verticais pontilhadas traçam os valores do fluxo de calor máximo obtido pelo ponto de inflexão do polinômio, $q''_{\max, \text{pol}}$. A Tabela 29 apresenta os valores de $q''_{\max, \text{exp}}$ e $q''_{\max, \text{pol}}$.

Tabela 29 – Valores do fluxo de calor máximo, experimental e polinomial, para cada condição ensaiada.

Superfície	Fluido	$q''_{\max, \text{exp}}$ (kW/m ²)	$q''_{\max, \text{pol}}$ (kW/m ²)	Erro (%)
Cu foam 3.0 mm	HFE-7100	223,38	231,34	4%
Cu foam 2.0 mm	HFE-7100	264,95	267,49	1%
Cu foam 1.0 mm	HFE-7100	344,97	330,83	4%
Cu foam 3.0 mm	Etanol	321,37	372,84	16%
Cu foam 2.0 mm	Etanol	485,81	471,20	3%
Cu foam 1.0 mm	Etanol	663,11	638,70	4%
Ni foam 3.0 mm	HFE-7100	120,55	132,94	10%
Ni foam 2.0 mm	HFE-7100	118,31	127,12	7%
Ni foam 1.0 mm	HFE-7100	171,47	183,26	7%
Ni foam 0.5 mm	HFE-7100	302,03	295,95	2%
Ni foam 3.0 mm	Etanol	308,25	325,60	6%
Ni foam 2.0 mm	Etanol	368,72	403,27	9%
Ni foam 1.0 mm	Etanol	439,38	401,46	9%
Ni foam 0.5 mm	Etanol	842,16	883,29	5%

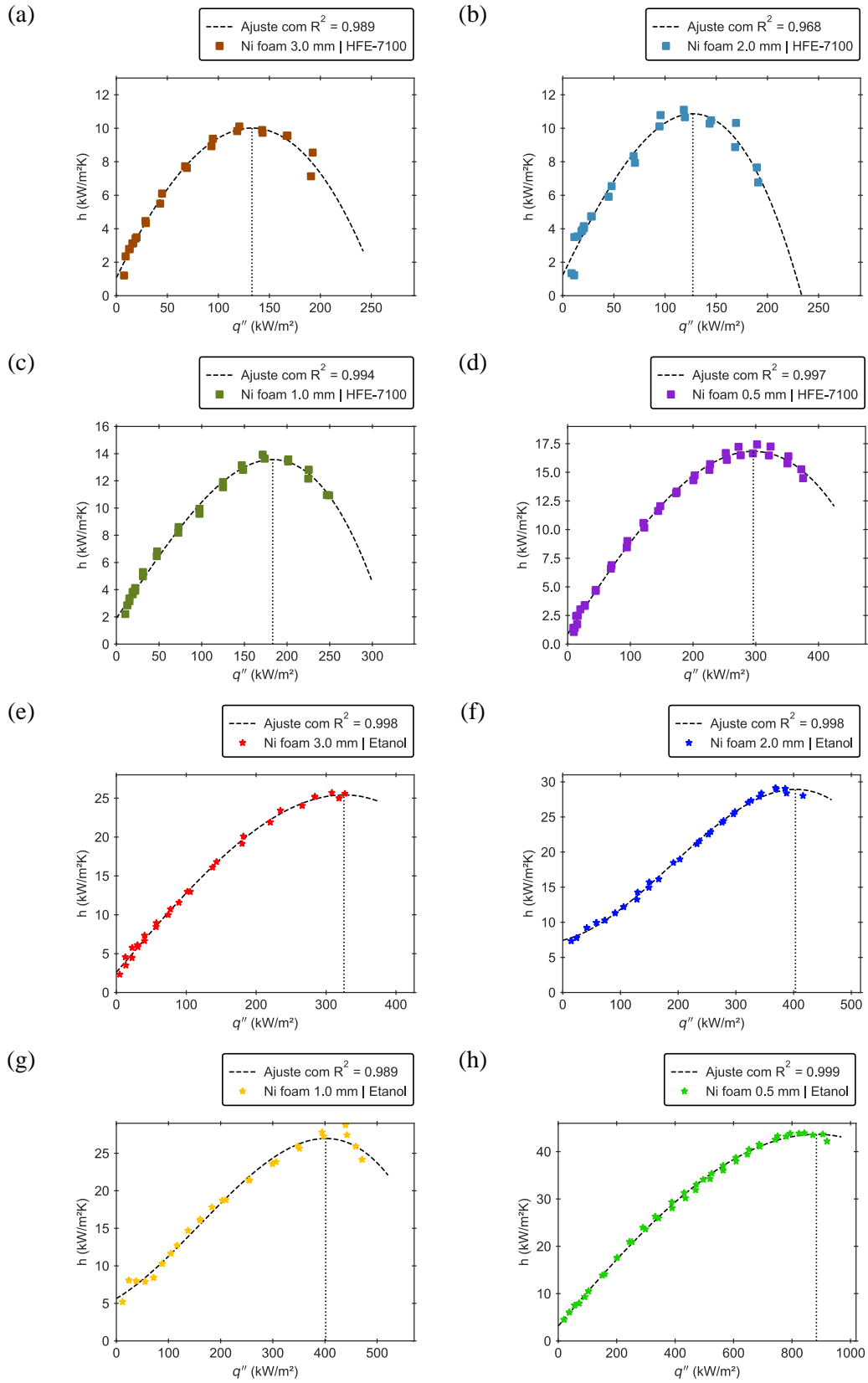
Fonte: Do próprio autor.

Figura 95 – Curvas experimentais de ‘Cu foam’ e seu respectivo ajuste polinomial.



Fonte: Do próprio autor.

Figura 96 - Curvas experimentais de 'Ni foam' e seu respectivo ajuste polinomial.



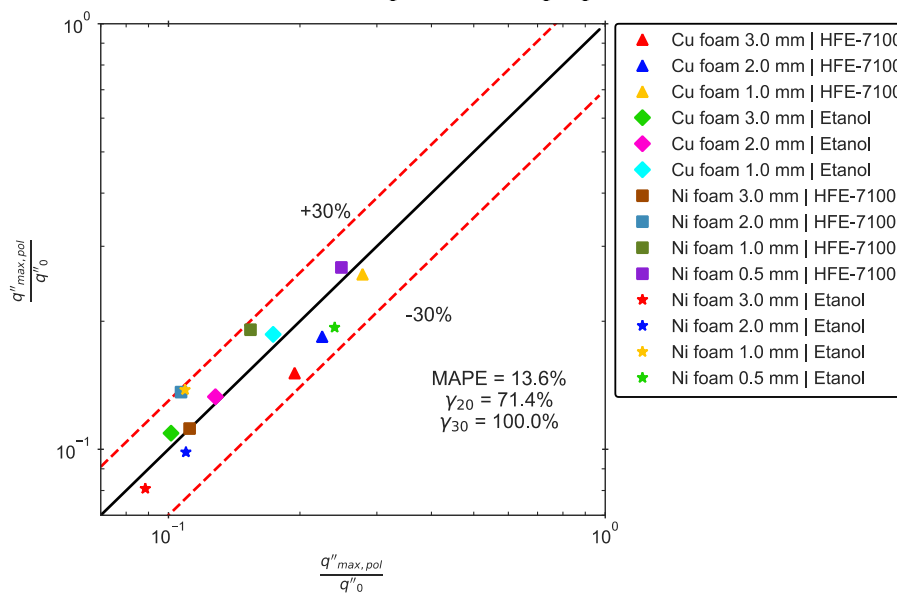
Fonte: Do próprio autor.

Após a determinação dos fluxos de calor máximos, a regressão múltipla da Eq. (145) foi realizada, obtendo os seguintes coeficientes com 3 algarismos significativos e um $R^2 = 0,820$:

$$\frac{q''_{\max}}{q''_0} = 1,68 \left[\left(\frac{\delta}{d_p} \right)^{-0.487} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.300} \right] \quad (146)$$

A Figura 97 apresenta os resultados do fluxo de calor polinomial *versus* o fluxo de calor calculado pela Eq. (146). O erro absoluto médio (MAPE) foi de 13,6% sendo que 71,4% dos dados estão na faixa de $\pm 20\%$ e 100% na faixa de $\pm 30\%$. O Apêndice F apresenta o erro absoluto percentual (APE) para cada curva.

Figura 97 – Comparação entre os resultado de q''_{\max} obtido por dados experimentais e o calculado pelo modelo proposto.



Fonte: Do próprio autor.

A faixa de validade da correlação para cada número adimensional, baseado no banco de dados experimental, é apresentada na Tabela 30.

Tabela 30 – Faixa de operação dos grupos adimensionais para predição do fluxo de calor máximo.

Adimensional	Faixa de validade
$\frac{q''_{\max}}{q''_0}$	$0,0885 \leq \frac{q''_{\max}}{q''_0} \leq 0,278$
$\frac{\delta}{d_p}$	$2 \leq \frac{\delta}{d_p} \leq 12$
$\frac{\rho_v}{\rho_l}$	$0,00226 \leq \frac{\rho_v}{\rho_l} \leq 0,00667$

Fonte: Do próprio autor.

7.3.1 Validação do modelo com dados da literatura

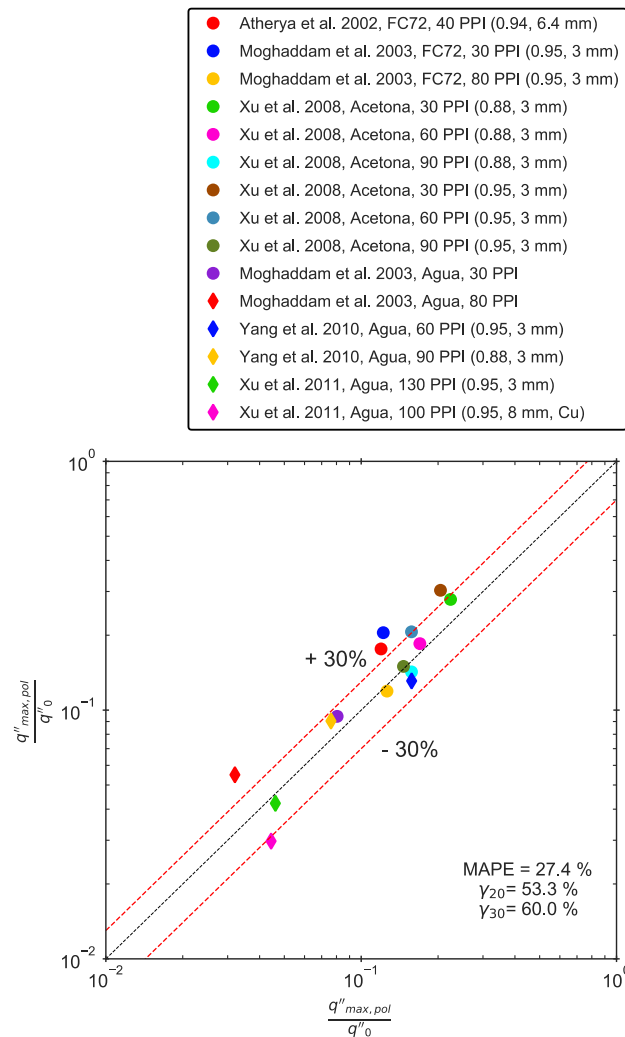
Assim como para o modelo do HTC, foram obtidos 15 dados da literatura para validar o modelo do q''_{\max} . Para tal, esses dados deveriam possuir a curva de ebulição até a região de *dryout* para que o ponto máximo pudesse ser adquirido e depois ajustado pelo polinômio de terceiro grau. A Tabela 31 apresenta a faixa dos valores adimensionais usados para a validação. A Figura 98 apresenta o resultado da validação para o modelo proposto, q''_{\max} . O MAPE foi de 26,2% sendo que 60% dos dados se encontram na faixa de $\pm 20\%$ e 66,7% na faixa de $\pm 30\%$. Novamente, nem todos os pontos possuíam adimensionais no intervalo usado para levantamento do modelo, porém os erros foram baixos. O Apêndice F apresenta o APE para cada curva. Ressalta-se que no caso do q''_{\max} as curvas de ebulição de fluidos não-molhantes (ex.: água) também apresentam um baixo erro e foram consideradas devido à escassez de dados na literatura.

Tabela 31 – Faixa de operação dos grupos adimensionais para a validação do modelo de predição do fluxo de calor máximo.

Adimensional	Faixa de validade
$\frac{\delta}{d_p}$	$0,913 \leq \frac{\delta}{d_p} \leq 42,4$
$\frac{\rho_v}{\rho_l}$	$0,00623 \leq \frac{\rho_v}{\rho_l} \leq 0,00825$

Fonte: Do próprio autor.

Figura 98 - Comparação do modelo de q''_{\max} proposto com o dados da literatura.

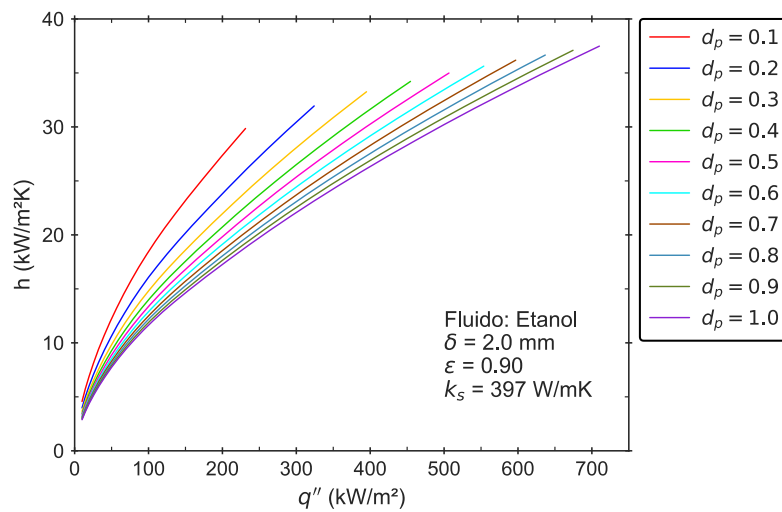


Fonte: Do próprio autor.

7.4 Sensibilidade do modelo proposto

Após a obtenção de ambos os modelos, eles foram integrados um ao outro de forma que a Eq. (139) é válida dentro da faixa de fluxo de calor de 0 a q''_{\max} (dado pela Eq. (146)). A fim de compreender melhor a sensibilidade de ambos os modelos em relação às propriedades da superfície e ao fluido de trabalho, alguns *plots* foram realizados variando uma das propriedades enquanto as demais permaneciam constantes. A Figura 99 apresenta o comportamento do modelo variando o diâmetro do poro. Como pode ser observado, quanto menor o diâmetro do poro melhor o HTC, porém menor será o fluxo de calor máximo a ser alcançado antes que a secagem ocorra.

Figura 99 – Sensibilidade do modelo proposto com a variação do diâmetro do poro (em mm) e demais propriedades constantes.



Fonte: Do próprio autor.

De forma semelhante, a Figura 100 apresenta o comportamento da variação da espessura, de 1 a 4 mm. Conforme discutido anteriormente, a espessura tem um desempenho diferente para cada faixa de fluxo de calor; assim, o efeito da Eq. (140) no modelo pode ser observado. Próximo a $q'' = 175 \text{ kW/m}^2$ ocorre o cruzamento das curvas, parecido com os dados experimentais da Figura 83. Por fim, como esperado a diminuição da espessura permite a aplicação de fluxos de calor mais elevados.

Figura 100 - Sensibilidade do modelo proposto com a variação da espessura (em mm) e demais propriedades constantes.

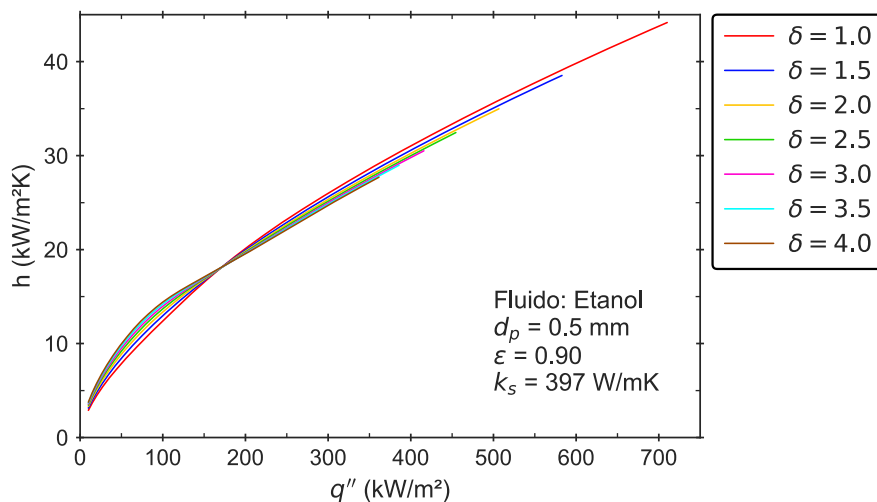
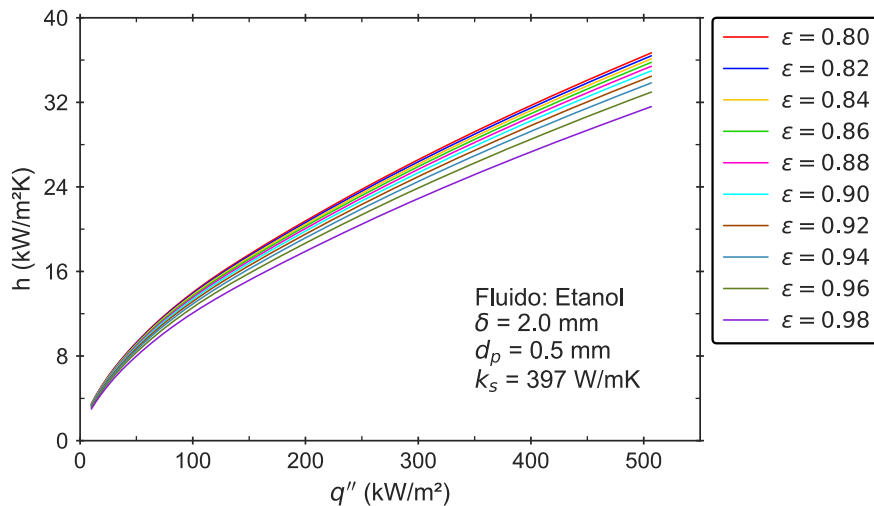


Figura: Do próprio autor.

Outra variável que influencia o modelo é a porosidade, a qual não aparece de forma explícita na Eq. (139), porém está incluída na condutividade térmica efetiva por

meio da Eq. (46). A Figura 101 apresenta o comportamento do modelo variando a porosidade; neste caso, ela interfere apenas no desempenho do HTC. Como pode ser observado, porosidade menor, *i.e.*, superfícies com menor fração de vazio, tendem a ter melhor HTC, pois a condutividade térmica efetiva (incluída em diversos números adimensionais do modelo na Eq. (139), principalmente o Nusselt) será maior.

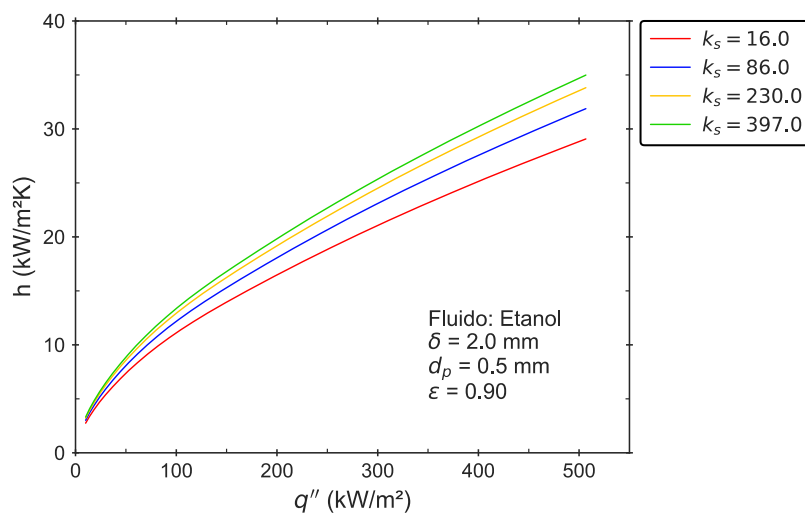
Figura 101 - Sensibilidade do modelo proposto com a variação da porosidade e demais propriedades constantes.



Fonte: Do próprio autor.

Outra propriedade que impacta na condutividade térmica efetiva é a condutividade térmica do sólido (k_s) com o qual a espuma é fabricada. A Figura 102 apresenta o comportamento do HTC com a variação da condutividade térmica, sendo quatro valores escolhidos: 16, 86, 230 e 397 W/m·K (representam, respectivamente, aço inoxidável, níquel, alumínio e cobre – materiais comumente encontrados na aplicação de espuma metálica). Observa-se que quanto maior a condutividade térmica maior o HTC pois, como no caso da porosidade, maior a condutividade térmica efetiva.

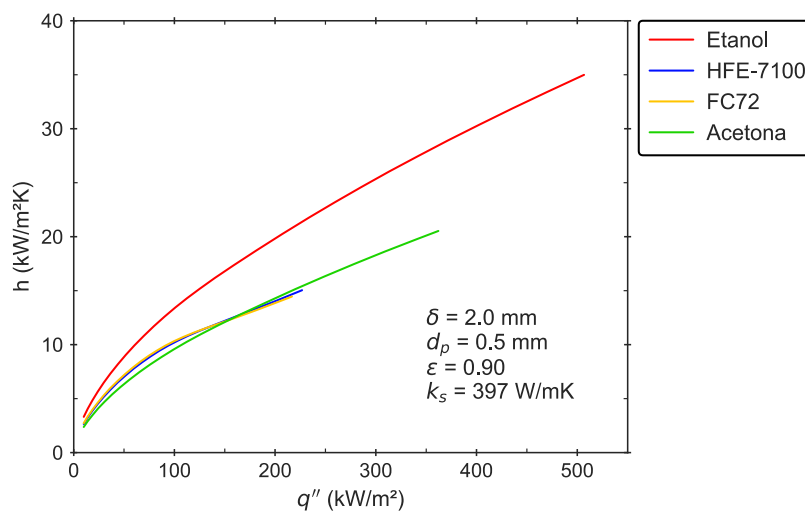
Figura 102 - Sensibilidade do modelo proposto com a variação da condutividade térmica do sólido (em W/m·K) e demais propriedades constantes.



Fonte: Do próprio autor.

A Figura 103 apresenta o comportamento do modelo mantendo as propriedades da superfície constante e variando o fluido de trabalho. Entre os quatro fluidos dielétricos selecionados, o Etanol é o que apresentou melhor resultado devido principalmente ao seu maior calor latente de vaporização e maior temperatura de saturação.

Figura 103 - Sensibilidade do modelo proposto com a variação do fluido de trabalho e demais propriedades constantes.



Fonte: Do próprio autor.

CAPÍTULO 8 - CONCLUSÕES

8.1 Considerações Finais

Neste trabalho foi apresentado um estudo teórico e experimental da ebulição de fluidos dielétricos, HFE-7100 e Etanol, em espumas metálicas de diferentes materiais - cobre e níquel - e espessuras. As seguintes conclusões podem ser apresentadas:

✓ As espumas metálicas melhoram o desempenho da transferência de calor, aumentando o HTC quando comparado com a superfície plana. Além disso, as espumas previnem a formação do *overshoot* nos baixos fluxos de calor aplicados (10 – 50 kW/m² para o HFE-7100 e 30 – 100 kW/m² para o Etanol), antecipando o início da nucleação.

✓ A condutividade térmica do sólido que constitui a espuma metálica desempenha um papel importante na curva de ebulição; espumas de cobre apresentam melhor desempenho térmico que as de níquel mesmo com uma área molhada menor.

✓ A alta densidade de área/poros da espuma de níquel fornece uma barreira para a saída das bolhas de vapor, prejudicando o arrefecimento da superfície por meio da entrada de líquido saturado e causando *dryout* antecipado.

✓ Não há um valor de espessura ótima constante, ou seja, a espessura ótima depende do fluxo de calor aplicado e das características da espuma (PPI, porosidade e condutividade térmica). O modelo da curva S inversa demonstra como a variação da espessura ótima ocorre desde os primeiros fluxos de calor até os mais elevados. Em resumo, espessuras maiores são melhores para baixos fluxos de calor e espessuras menores são melhores para altos fluxos de calor, devido principalmente ao balanço entre área de transferência de calor e resistência à saída de vapor.

✓ A partir da visualização com câmera de alta velocidade tem-se que para baixos fluxos de calor as bolhas de vapor se coalescem no interior da espuma metálica e à medida que a espessura da espuma diminui essas bolhas tendem a partir com diâmetros menores. À medida que o fluxo de calor aumenta, as bolhas de vapor começam a partir tanto da superfície superior quanto das laterais da espuma dificultando a entrada de líquido (contra-fluxo) e, por conseguinte, diminuindo o HTC. Esse efeito não foi observado para espumas de menor espessura; estas apresentaram valores altos de HTC mesmo para elevados fluxos de calor.

✓ Outro fator que ajuda no aumento do HTC e também no fluxo de calor máximo, q''_{\max} , é a capilaridade das espumas a qual aumenta com a diminuição da espessura.

✓ O modelo desenvolvido para o HTC, Eq. (139), prediz satisfatoriamente os dados experimentais, com um erro médio de 10,8% sendo que 89,9% dos dados estão na faixa de erro de $\pm 20\%$ e 93,8% estão na faixa de $\pm 30\%$. Comparando-o com os dados experimentais de trabalhos disponíveis na literatura, os quais usam fluidos dielétricos e espumas metálicas, o erro médio foi de 19% com 58,6% dos dados na faixa de erro de $\pm 20\%$ e com 79,5% na faixa de $\pm 30\%$.

✓ Para complementar o modelo do HTC, foi desenvolvido um modelo para prever o fluxo de calor máximo (q''_{\max}), Eq. (146), definido como o fluxo de calor no qual o HTC é máximo. Para esse modelo, o erro médio foi de 13,6% com 71,4% dos dados na faixa de erro de $\pm 20\%$ e com 100% na faixa de $\pm 30\%$, quando comparado com os nossos dados experimentais. Comparando com dados da literatura, o erro médio foi de 27,4% com 53,3% dos dados na faixa de erro de $\pm 20\%$ e com 60% na faixa de erro de $\pm 30\%$.

✓ A variação da espessura da espuma tem um papel importante nas curvas de ebulição assim como o diâmetro de poro. Ambos podem resultar em um melhor desempenho da transferência de calor e em um maior fluxo de calor máximo quando bem combinados. Para baixos fluxos de calor, espumas espessas resultam no aumento do HTC devido ao aumento de área; no entanto, para altos fluxos de calor o HTC diminui devido à resistência a saída das bolhas de vapor da estrutura porosa e, conseqüentemente, reduz o valor do fluxo de calor máximo. Para o diâmetro do poro, o efeito é oposto, ou seja, pequenos poros aumentam o HTC para baixos fluxos de calor e diminuem o HTC para altos fluxos de calor, por motivos semelhantes ao da espessura (aumento de área molhada *versus* resistência à passagem de vapor pelos poros).

✓ A porosidade e a condutividade térmica da fase sólida da espuma também modificam o HTC. Espumas com baixas porosidades possuem HTC melhores devido ao aumento da condutividade térmica efetiva, a qual está presente em três adimensionais que compõe o modelo. Da mesma forma, a condutividade térmica da fase sólida também aumenta a condutividade térmica efetiva e, conseqüentemente, aumenta o HTC. Portanto, recomenda-se o uso de espumas com condutividade térmica alta e porosidade entre 80% a 90%.

✓ Por fim, os modelos propostos, Eq. (139) e Eq. (146), não são função apenas das propriedades da superfície, mas também das propriedades termofísicas do fluido de trabalho. Portanto, fluidos com maior calor latente de vaporização, condutividade térmica e temperatura de saturação tendem a ter melhores HTC e $q''_{\text{máx}}$.

8.2 Trabalhos futuros

O trabalho realizado foi capaz de esclarecer diversos pontos no desempenho de espumas metálicas na ebulição em piscina de fluidos dielétricos com espumas metálicas. Além disso, a caracterização de espumas e o seu corte foi aprimorado durante o trabalho. Portanto, com o *know-how* obtido pelo autor e grupo de pesquisa, sugere-se a continuidade do trabalho aplicando os fluidos e espumas em ebulição convectiva (*flow boiling*).

REFERÊNCIAS

- 3M COMPANY. **3M Novec: Engineered Fluid HFE-7100 for Heat Transfer**. St Paul: [s.n.], 2021.
- AHN, H. S. *et al.* The effect of capillary wicking action of micro/nano structures on pool boiling critical heat flux. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 55, n. 1–3, p. 89–92, 2012a.
- AHN, H. S. *et al.* The effect of water absorption on critical heat flux enhancement during pool boiling. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 42, p. 187–195, 2012b.
- AMANI, Y. *et al.* Thermal conductivity of highly porous metal foams: Experimental and image based finite element analysis. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 122, p. 1–10, 2018.
- ANTOINE, C. Vapor Pressure: a new relationship between pressure and temperature. **CR Acad. Sci**, [s. l.], v. 107, p. 681–685, 1888.
- ASHBY, M. F. *et al.* **Metal foams: a design guide**. [S.l.] Elsevier, 2000.
- ATHREYA, B. P.; MAHAJAN, R. L.; SETT, S. Pool boiling of FC-72 over metal foams: Effect of foam orientation and geometry. **8th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference**, n. June, p. 1–10, 2002.
- BANHART, J. Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams. **Progress in materials science**, Oxford, v. 46, n. 6, p. 559–632, 2001.
- BEJAN, A.; ZERBINI, E. J. G. DE J.; SIMÕES, R. S. E. **Transferência de calor**. São Paulo: Edgard Blucher, 1996.
- BERGMAN, T. L.; INCROPERA, F. P. (EDS.). **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7th ed ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2011.
- BHATTACHARYA, A.; CALMIDI, V. V.; MAHAJAN, R. L. Thermophysical properties of high porosity metal foams. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 45, n. 5, p. 1017–1031, 2002.
- BHAVNANI, S. *et al.* Boiling augmentation with micro/nanostructured surfaces: current status and research outlook. **Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering**, New York, v. 18, n. 3, p. 197–222, 2014.
- BOOMSMA, K.; POULIKAKOS, D. On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 44, n. 4, p. 827–836, 2001.

BOOMSMA, K.; POULIKAKOS, D. Corrigendum for the paper: K. Boomsma, D. Poulidakos, "On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam" [International Journal of Heat and Mass Transfer, 44 (2001) 827–836]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 1, n. 54, p. 746–748, 2011.

BORISHANSKIY, V. *et al.* CORRELATION OF DATA ON HEAT TRANSFER IN, AND ELEMENTARY CHARACTERISTICS OF THE NUCLEATE BOILING MECHANISM. **Heat Transfer – Soviet Research**, [s. l.], v. 13, n. 1, p. 100–116, 1981.

BOWRING, R. W. **Physical model, based on bubble detachment, and calculation of steam voidage in the sub-cooled region of a heated channel**. [s.l.] Institutt for Atomenergi (Norway). OECD Halden Reaktor Prosjekt, 1962.

BROWN, D.; CHRISTIAN, W.; HANSON, R. **Tracker Video Analysis and Modeling Tool for Physics Education**. Disponível em: <https://physlets.org/tracker/>. Acesso em: 10 set. 2021.

BRUN, E. *et al.* IMorph: A 3D morphological tool to fully analyse all kind of cellular materials. **Cellular Metals for Structural and Functional Applications**, 2008.

BUCKINGHAM, E. On physically similar systems; illustrations of the use of dimensional equations. **Physical review**, College Park, v. 4, n. 4, p. 345, 1914.

CALLISTER, W. D. **Fundamentals of materials science and engineering**. [s.l.] Wiley London, 2000. v. 471660817

CALMIDI, V. V. **Transport phenomena in high porosity fibrous metal foams**. Ph.D. Thesis—Boulder, CO: University of Colorado, 1998.

CALMIDI, V. V.; MAHAJAN, R. L. The effective thermal conductivity of high porosity fibrous metal foams. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 121, n. 2, p. 466–471, 1999.

CAO, Z. *et al.* Pool boiling heat transfer of FC-72 on pin-fin silicon surfaces with nanoparticle deposition. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 126, p. 1019–1033, nov. 2018.

CAO, Z. *et al.* Pool boiling of HFE-7200 on nanoparticle-coating surfaces: Experiments and heat transfer analysis. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 133, p. 548–560, 2019.

CAO, Z.; WU, Z.; SUNDÉN, B. Heat transfer prediction and critical heat flux mechanism for pool boiling of NOVEC-649 on microporous copper surfaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 141, p. 818–834, 2019.

CARDOSO, E. M. **Intensificação da ebulição nucleada em espaços confinados**. 2010. Tese (Doutorado em Engenharia em Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 2010.

- CARDOSO, E. M. *et al.* FC72 and FC87 nucleate boiling inside a narrow horizontal space. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 35, n. 6, p. 1038–1045, set. 2011.
- CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment**. 2nd ed. New York: Taylor and Francis, 2008.
- CAUTELA, R. **Descrição dos mecanismos de ebulição em meio quiescente usando superfícies bifílicas**. 2019. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) - Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Lisboa, 2019.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J.; KANOGLU, M. **Transferência de Calor e Massa: Uma abordagem prática**. 4. ed. [s.l.] AMGH Editora Ltda, 2012.
- COLEMAN, H. W.; STEELE, W. G. **Experimentation, validation, and uncertainty analysis for engineers**. 3. ed. [s.l.] John Wiley & Sons, 2009.
- COOPER, M. G. Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling-A Wide-Ranging Examination Using Reduced Properties. In: **Advances in Heat Transfer**. [s.l.] Elsevier, 1984. v. 16p. 157–239.
- DAI, Z. *et al.* Correcting and extending the Boomsma–Poulikakos effective thermal conductivity model for three-dimensional, fluid-saturated metal foams. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 37, n. 6, p. 575–580, 2010.
- DENG, D. *et al.* Characterization of capillary performance of composite wicks for two-phase heat transfer devices. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 56, n. 1–2, p. 283–293, jan. 2013.
- DIANI, A. **Experimental and numerical analysis of microstructured surfaces**. Ph.D. Thesis—Padova: Dipartimento di Fisica Tecnica, University of Padova, 2014.
- DORETTI, L. *et al.* Aluminum foams for water pool boiling enhancement. **International Heat Transfer Conference**, v. 2018- August, p. 8075–8082, 2018.
- DU PLESSIS, P. *et al.* Pressure drop prediction for flow through high porosity metallic foams. **Chemical Engineering Science**, Oxford, v. 49, n. 21, p. 3545–3553, 1994.
- DUKHAN, N. *et al.* One-dimensional heat transfer analysis in open-cell 10-ppi metal foam. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 48, n. 25–26, p. 5112–5120, dez. 2005.
- DUKHAN, N.; CHEN, K.-C. Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 32, n. 2, p. 624–631, nov. 2007.
- EL-GENK, M. S. Nucleate boiling enhancements on porous graphite and microporous and macro-finned copper surfaces. **Heat Transfer Engineering**, New York, v. 33, n. 3, p. 175–204, 2012.

- EL-GENK, M. S.; BOSTANCI, H. Saturation boiling of HFE-7100 from a copper surface, simulating a microelectronic chip. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 46, n. 10, p. 1841–1854, 2003.
- EL-GENK, M. S.; PARKER, J. L. Enhanced boiling of HFE-7100 dielectric liquid on porous graphite. **Energy Conversion and Management**, v. 46, n. 15–16, p. 2455–2481, 2005.
- FOURIE, J. G.; DU PLESSIS, J. P. Pressure drop modelling in cellular metallic foams. **Chemical Engineering Science**, Oxford, v. 57, n. 14, p. 2781–2789, 2002.
- FRITZ, W. Berechnung des Maximalvolumens von Dampfblasen. **Physik. Zeitschr**, v. 36, p. 379–384, 1935.
- GASCHE, J. L.; ARANTES, D. M.; ANDREOTTI, T. Pressure distribution on the frontal disk for turbulent flows in a radial diffuser. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 60, p. 317–327, jan. 2015.
- GERARDI, C. *et al.* Study of bubble growth in water pool boiling through synchronized, infrared thermometry and high-speed video. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n. 19–20, p. 4185–4192, 2010.
- GHEITAGHY, A. M. *et al.* Effect of electrolyte temperature on porous electrodeposited copper for pool boiling enhancement. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 113, p. 1097–1106, 2017.
- GHOSH, I. Heat-transfer analysis of high porosity open-cell metal foam. **Journal of heat transfer**, New York, v. 130, n. 3, 2008.
- GHOSH, I. Heat transfer correlation for high-porosity open-cell foam. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 52, n. 5–6, p. 1488–1494, 2009.
- GIBSON, L. J.; ASHBY, M. F. Cellular solids: structure and properties. **Press Syndicate of the University of Cambridge, Cambridge, UK**, p. 175–231, 1997.
- GROOVER, M. P.; ARAUJO, A. C.; OLIVEIRA, A. R. DE. **Introdução aos processos de fabricação**. [s.l: s.n.], 2021.
- HARAMURA, Y.; KATTO, Y. A new hydrodynamic model of critical heat flux, applicable widely to both pool and forced convection boiling on submerged bodies in saturated liquids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 26, n. 3, p. 389–399, 1983.
- HENDRICKS, T. J. *et al.* Enhancement of pool-boiling heat transfer using nanostructured surfaces on aluminum and copper. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n. 15–16, p. 3357–3365, jul. 2010.
- IGNACIO DA SILVA, I. *et al.* Saturation boiling of hfe-7100 on copper surfaces: bubble departure diameter and bubble frequency. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING1, 8th, 2020. **Anais... ABCM**, 2020. Disponível em: <http://abcm.org.br/anais-de-eventos/CIT20/0204>. Acesso em: 30 mar. 2021

- INMETRO. **Avaliação de dados de medição**: guia para a expressão de incerteza de medição. v. 11, 2008.
- KALANI, A.; KANDLIKAR, S. G. Enhanced pool boiling with ethanol at subatmospheric pressures for electronics cooling. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 135, n. 11, p. 4–10, 2013.
- KANDLIKAR, S. G. A Theoretical Model to Predict Pool Boiling CHF Incorporating Effects of Contact Angle and Orientation. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 123, n. 6, p. 1071–1079, 1 dez. 2001.
- KANDLIKAR, S. G.; SHŌJI, M.; DHIR, V. K. (EDS.). **Handbook of phase change: boiling and condensation**. Philadelphia, PA: Taylor & Francis, 1999.
- KAVIANY, M. **Principles of heat transfer in porous media**. [S. l.] Springer, 1995.
- KIM, D. E. *et al.* Review of boiling heat transfer enhancement on micro/nanostructured surfaces. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 66, p. 173–196, 2015.
- KIYOMURA, I. S. **Efeito das superfícies nano e micro estruturadas sobre a ebulição nucleada**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Ilha Solteira, 2016.
- KIYOMURA, I. S. *et al.* A predictive model for confined and unconfined nucleate boiling heat transfer coefficient. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 127, p. 1274–1284, dez. 2017.
- KLINE, S. J.; MCCLINTOCK, F. A. Analysis of uncertainty in single-sample experiments. **Mechanical Engineering**, New York, v. 75, p. 3–9, 1953.
- KUTATELADZE, S. S. On the transition to film boiling under natural convection. **Kotloturbostroenie**, [s. l.], v. 3, p. 10–12, 1948.
- KUTATELADZE, S. S. Boiling heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 4, p. 31–45, 1961.
- LEFEBVRE, L.-P.; BANHART, J.; DUNAND, D. C. Porous metals and metallic foams: current status and recent developments. **Advanced engineering materials**, Weinheim, v. 10, n. 9, p. 775–787, 2008.
- LEONG, K. C.; HO, J. Y.; WONG, K. K. A critical review of pool and flow boiling heat transfer of dielectric fluids on enhanced surfaces. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 112, p. 999–1019, fev. 2017.
- LI, T.; WU, X.; MA, Q. Pool boiling heat transfer of R141b on surfaces covered copper foam with circular-shaped channels. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 105, n. March, p. 136–143, 2019.
- LI, Y.-Y.; CHEN, Y.-J.; LIU, Z.-H. A uniform correlation for predicting pool boiling heat transfer on plane surface with surface characteristics effect. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 77, p. 809–817, 2014.

- LIANG, G. *et al.* Nucleate boiling heat transfer and critical heat flux (CHF) from micro-pit surfaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 152, p. 119510, maio 2020.
- LIANG, G.; MUDAWAR, I. Review of pool boiling enhancement by surface modification. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 128, n. September 2018, p. 892–933, 2019.
- LIANG, G.; MUDAWAR, I. Pool boiling critical heat flux (CHF) – Part 1: Review of mechanisms, models, and correlations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 117, p. 1352–1367, 2018a.
- LIANG, G.; MUDAWAR, I. Pool boiling critical heat flux (CHF) – Part 2: Assessment of models and correlations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 117, p. 1368–1383, 2018b.
- LIENHARD, J. H.; DHIR, V. K. Hydrodynamic Prediction of Peak Pool-boiling Heat Fluxes from Finite Bodies. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 95, n. 2, p. 152–158, 1 maio 1973.
- LIENHARD, J. H.; DHIR, V. K.; RIHERD, D. M. Peak Pool Boiling Heat-Flux Measurements on Finite Horizontal Flat Plates. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 95, n. 4, p. 477–482, 1 nov. 1973.
- LIN, L.; KEDZIERSKI, M. A. Review of low-GWP refrigerant pool boiling heat transfer on enhanced surfaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 131, p. 1279–1303, 2019.
- MAHJOOB, S.; VAFAI, K. A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 51, n. 15–16, p. 3701–3711, 2008.
- MANCIN, S. **Two-phase and single-phase heat transfer and fluid flow through enhanced surfaces and in microgeometries**. 2009. Ph.D. Thesis—Padova: Dipartimento di Fisica Tecnica, University of Padova, 2009.
- MANCIN, S. *et al.* Heat transfer during air flow in aluminum foams. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n. 21–22, p. 4976–4984, 2010.
- MANCIN, S. *et al.* Air forced convection through metal foams: Experimental results and modeling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 62, n. 1, p. 112–123, 2013.
- MANETTI, L. L. **Estudo teórico e experimental da influência de nanofluidos sobre a ebulição nucleada**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)—Ilha Solteira: Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, 2017.
- 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**, Oxford, v. 171, p. 121070, jun. 2021.

MANETTI, L.; OLIVEIRA, I. L.; CARDOSO, E. M. A comparative analysis between correlations and numerical modeling on the thermal efficiency of open-cell metal foams. In: 15TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON HEAT TRANSFER, FLUID MECHANICS AND THERMODYNAMICS (HEFAT 2021). **Anais...** Africa do Sul: 2021a.

MANETTI, L.; OLIVEIRA, I. L.; CARDOSO, E. M. Thermal Efficiency of Open-Cell Metal Foams with Different Thickness: A Comparative Analysis between Correlations and Numerical Modeling. In: 26 TH INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM 2021). **Anais...** Florianópolis, 2021b.

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

MOFFAT, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental thermal and fluid science**, Philadelphia, v. 1, n. 1, p. 3–17, 1988.

MOGHADDAM, S.; OHADI, M.; QI, J. Pool Boiling of Water and FC-72 on Copper and Graphite Foams. 2003 International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition, Volume 2. **Anais...**ASME, jan. 2003. Disponível em: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?doi=10.1115/IPACK2003-35316>

MOIMÁS, G. B. Análise experimental da dinâmica de válvulas tipo palheta usadas em compressores de refrigeração. 28 maio 2018.

MORI, S.; UTAKA, Y. Critical heat flux enhancement by surface modification in a saturated pool boiling: A review. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 108, p. 2534–2557, maio 2017.

NAM, Y. *et al.* Fabrication and characterization of the capillary performance of superhydrophilic Cu micropost arrays. **Journal of Microelectromechanical Systems**, Piscataway, v. 19, n. 3, p. 581–588, 2010.

NISHIKAWA, K.; ITO, T. Augmentation of nucleate boiling heat transfer by prepared surfaces. **Heat transfer in energy problems**, [s. l.], p. 111–118, 1982.

NUKIYAMA, S. Maximum and minimum values of heat q transmitted from metal to water under atmospheric pressure. **Soc. Mech. Eng. Jpn.** **1934 (37)**, [s. l.], v. 354, n. 367, p. 2, 1934.

O'HANLEY, H. *et al.* Separate effects of surface roughness, wettability, and porosity on the boiling critical heat flux. **Applied Physics Letters**, Melville, v. 103, n. 2, p. 024102, 8 jul. 2013.

PHAN, H. T. *et al.* How does surface wettability influence nucleate boiling? **Comptes Rendus Mécanique**, [s. l.], v. 337, n. 5, p. 251–259, maio 2009.

PIORO, I. L. Experimental evaluation of constants for the Rohsenow pool boiling correlation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 42, n. 11, p. 2003–2013, jun. 1999.

PONTES, P. *et al.* Effect of pattern geometry on bubble dynamics and heat transfer on biphilic surfaces. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 115, n. November 2019, p. 110088, jul. 2020.

RAHMAN, M. M.; ÖLÇEROĞLU, E.; MCCARTHY, M. Role of Wickability on the Critical Heat Flux of Structured Superhydrophilic Surfaces. **Langmuir**, Washington, v. 30, n. 37, p. 11225–11234, 23 set. 2014.

RIBATSKI, G. **Análise teórica e experimental da ebulição nucleada de refrigerantes halogenados**. text—[s.l.] Universidade de São Paulo, 8 abr. 2002.

RIBATSKI, G.; JABARDO, J. M. S. Experimental study of nucleate boiling of halocarbon refrigerants on cylindrical surfaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 46, n. 23, p. 4439–4451, 2003.

RICHTER, J. P. **The notebooks of Leonardo da Vinci**. [S. l.] Courier Corporation, 1970. v. 2

RIGHETTI, G. *et al.* Water pool boiling across low pore density aluminum foams. **Heat Transfer Engineering**, New York, v. 0, n. 0, p. 1–10, 2019.

ROHSENOW, W. M. A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids. **Transactions of ASME – Journal of Heat Transfer**, New York, v. 74, p. 969–976, 1952.

ROHSENOW, W. M.; GRIFFITH, P. **Correlation of maximum heat flux data for boiling of saturated liquids**. [s.l.] Cambridge, Mass.: Massachusetts Institute of Technology, Division of ..., 1955.

SADAGHIANI, A. K. *et al.* Foamlike 3D Graphene Coatings for Cooling Systems Involving Phase Change. **ACS Omega**, [s. l.], v. 3, n. 3, p. 2804–2811, 2018.

SARANGI, S.; WEIBEL, J. A.; GARIMELLA, S. V. Effect of particle size on surface-coating enhancement of pool boiling heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 81, p. 103–113, 2015.

SHEN, B. *et al.* Enhanced pool boiling of ethanol on wettability-patterned surfaces. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 149, n. October 2018, p. 325–331, 2019.

SHEN, H.; YE, Q.; MENG, G. The Simplified Analytical Models for Evaluating the Heat Transfer Performance of High-Porosity Metal Foams. **International Journal of Thermophysics**, v. 39, n. 7, p. 1–14, 2018.

SHI, J. *et al.* Wettability effect on pool boiling heat transfer using a multiscale copper foam surface. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 146, p. 118726, 2020.

SHOJAEIAN, M.; KOŞAR, A. Pool boiling and flow boiling on micro- and nanostructured surfaces. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 63, p. 45–73, maio 2015.

SINGH, S.; BHATNAGAR, N. A survey of fabrication and application of metallic foams (1925–2017). **Journal of Porous Materials**, New York, v. 25, n. 2, p. 537–554, 2018.

SOMERTON, C. W. The Prandtl number effect in porous layer convection. **Applied scientific research**, Dordrecht, v. 40, n. 4, p. 333–344, 1983.

SOUZA, R. R.; PASSOS, J. C.; CARDOSO, E. M. Influence of nanoparticle size and gap size on nucleate boiling using HFE7100. **Experimental thermal and fluid science**, Philadelphia, v. 59, p. 195–201, 2014.

STEPHAN, K. **Heat Transfer in Condensation and Boiling**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1992.

STEPHAN, K.; ABDELSALAM, M. Heat-transfer correlations for natural convection boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 23, n. 1, p. 73–87, jan. 1980.

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

TEODORI, E.; MOITA, A. S.; MOREIRA, A. L. N. Empirical and Modeling-Based Correlations for Pool Boiling on Microstructured Surfaces. **Interfacial Phenomena and Heat Transfer**, v. 2, n. 3, p. 273–292, 2014.

THIAGARAJAN, S. J. *et al.* Bubble dynamics and nucleate pool boiling heat transfer on microporous copper surfaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 89, p. 1297–1315, out. 2015.

Tin-Lead Solders. Disponível em:

https://www.efunda.com/materials/solders/tin_lead.cfm. Acesso em: 5 jan. 2021.

TUMA, P. Evaporator/boiler design for thermosyphons utilizing segregated hydrofluoroether working fluids. Twenty-Second Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement And Management Symposium. **Anais...IEEE**, 2006. Disponível em:

<http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp?arnumber=1625209

<http://ieeexplore.ieee.org/document/1625209/>>

VACHON, R. I.; NIX, G. H.; TANGER, G. E. Evaluation of Constants for the Rohsenow Pool-Boiling Correlation. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 90, n. 2, p. 239–246, 1 maio 1968.

VICENTE, J.; TOPIN, F.; DAURELLE, J.-V. Open Celled Material Structural Properties Measurement: From Morphology To Transport Properties. **MATERIALS TRANSACTIONS**, v. 47, n. 9, p. 2195–2202, 2006.

vmtk - the Vascular Modelling Toolkit. Disponível em: <http://www.vmtk.org/>. Acesso em: 6 jul. 2021.

WANG, X. *et al.* Correlations for prediction of the bubble departure radius on smooth flat surface during nucleate pool boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 132, p. 699–714, 2019.

WANG, Y.-Q. *et al.* Wettability modification to further enhance the pool boiling performance of the micro nano bi-porous copper surface structure. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 119, p. 333–342, abr. 2018.

WASHBURN, E. W. The dynamics of capillary flow. **Physical review**, College Park, v. 17, n. 3, p. 273, 1921.

WHITE, F. M. **Fluid mechanics**. 6th ed ed. New York, NY: McGraw-Hill, 2009.

WONG, K. K.; LEONG, K. C. Saturated pool boiling enhancement using porous lattice structures produced by Selective Laser Melting. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 121, p. 46–63, 2018.

WU, Z.; CAO, Z.; SUNDÉN, B. Saturated pool boiling heat transfer of acetone and HFE-7200 on modified surfaces by electrophoretic and electrochemical deposition. **Applied Energy**, Oxford, v. 249, n. April, p. 286–299, 2019.

XU, J. *et al.* Pool boiling heat transfer of ultra-light copper foam with open cells. **International Journal of Multiphase Flow**, Oxford, v. 34, n. 11, p. 1008–1022, 2008.

XU, Z. G. *et al.* Experimental correlation for pool boiling heat transfer on metallic foam surface and bubble cluster growth behavior on grooved array foam surface. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 77, p. 1169–1182, 2014.

XU, Z. G. *et al.* Experimental investigation on pool boiling mechanism of two-level gradient metal foams in deionized water, aqueous surfactant solutions and polymeric additive solutions. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 96, n. February, p. 20–32, 2018.

XU, Z. G.; ZHAO, C. Y. Thickness effect on pool boiling heat transfer of trapezoid-shaped copper foam fins. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 60, n. 1–2, p. 359–370, 2013.

XU, Z. G.; ZHAO, C. Y. Influences of nanoparticles on pool boiling heat transfer in porous metals. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 65, n. 1–2, p. 34–41, 2014.

XU, Z. G.; ZHAO, C. Y. Experimental study on pool boiling heat transfer in gradient metal foams. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 85, p. 824–829, 2015.

XU, Z. G.; ZHAO, C. Y. Enhanced boiling heat transfer by gradient porous metals in saturated pure water and surfactant solutions. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 100, p. 68–77, 2016.

YAGOV, V. V. Is a crisis in pool boiling actually a hydrodynamic phenomenon? **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 73, p. 265–273, 2014.

YANG, X. H. *et al.* An analytical unit cell model for the effective thermal conductivity of high porosity open-cell metal foams. **Transport in porous media**, Dordrecht, v. 102, n. 3, p. 403–426, 2014.

YANG, Y.; JI, X.; XU, J. Pool boiling heat transfer on copper foam covers with water as working fluid. **International Journal of Thermal Sciences**, Issy les Moulineaux Cedex, v. 49, n. 7, p. 1227–1237, 2010.

YAO, Y.; WU, H.; LIU, Z. A new prediction model for the effective thermal conductivity of high porosity open-cell metal foams. **International Journal of Thermal Sciences**, Issy les Moulineaux Cedex, v. 97, p. 56–67, 2015.

YOUNG, T. An essay on the cohesion of fluids. **Philosophical transactions of the royal society of London**, London, n. 95, p. 65–87, 1805.

ZHAO, C. Y. Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 55, n. 13–14, p. 3618–3632, 2012.

ZHOU, L. *et al.* Experimental study on boiling heat transfer of a self-rewetting fluid on copper foams with pore-density gradient structures. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 124, p. 210–219, 2018.

ZUBER, N. **Hydrodynamic aspects of boiling heat transfer**. Ph.D. Thesis—Los Angeles, USA: University of California, 1959.

APÊNDICE A

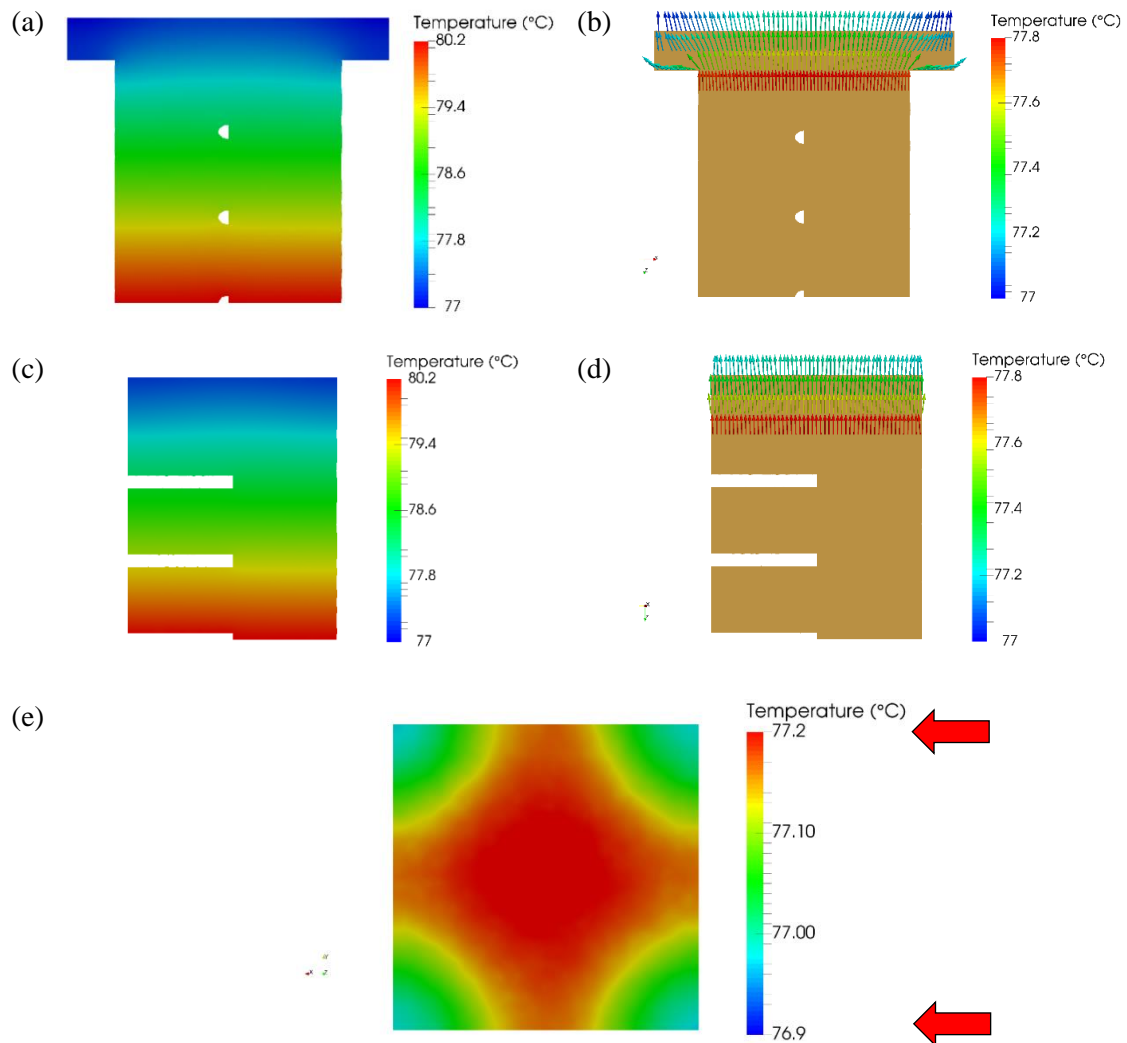
A.1 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO FLUXO DE CALOR NA PARTE SUPERIOR DA SEÇÃO DE TESTE

Para verificar o fluxo de calor e a temperatura na parte superior da seção de testes, foi realizada uma simulação numérica no foam-extend, utilizando o *Laplacian-Foam solver*, o qual resolve as equações de condução do calor se a variável é a temperatura. A geometria da superfície usada foi idêntica à geometria do experimento. A biblioteca do foam-extend usa o método dos Volumes Finitos para discretizar as equações governantes.

Como condição de contorno, foi usada a temperatura experimental do termopar T_3 para a condição de $q''_{aplicado} = 50 \text{ kW/m}^2$ ($q''_{medido} = 43,02 \text{ kW/m}^2$) na parte inferior; e o HTC experimental para o mesmo caso na parte superior. Por fim, a lateral da superfície foi considerada isolada (adiabática). A Figura A.1 apresenta os resultados de simulação numérica obtidos.

A partir da Figura A.1 é possível observar que os vetores de fluxo de calor mudam de direção devido à mudança brusca de geometria da seção transversal, no entanto, alguns milímetros após a mudança os vetores praticamente estão alinhados novamente (na direção vertical). O campo de vetores não é uniformemente ortogonal e apontado para parte superior da superfície, no entanto, a não-uniformidade causa uma diferença de temperatura na parede inferior a $0,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (Fig. A.1.e), menor que a incerteza experimental de $\pm 0,36 \text{ }^\circ\text{C}$ obtida pela Eq. (109). Além disso, a média da temperatura na superfície por meio da simulação foi de $350,29 \text{ K}$ ou $77,14 \text{ }^\circ\text{C}$, que representa um superaquecimento de $17,04 \text{ }^\circ\text{C}$, enquanto que o resultado experimental foi de $17,42 \pm 0,36 \text{ }^\circ\text{C}$.

Figura A.1 – Resultados numéricos para o gradiente de temperatura na seção de testes: (a) Distribuição da temperatura no bloco cortado na diagonal; (b) vetores de fluxo de calor na região superior do bloco cortado na diagonal; (c) Distribuição de temperatura do bloco cortado na lateral (d) Vetores de fluxo de calor na região superior do bloco cortado na lateral; (e) Distribuição de temperatura na parede da superfície (topo).



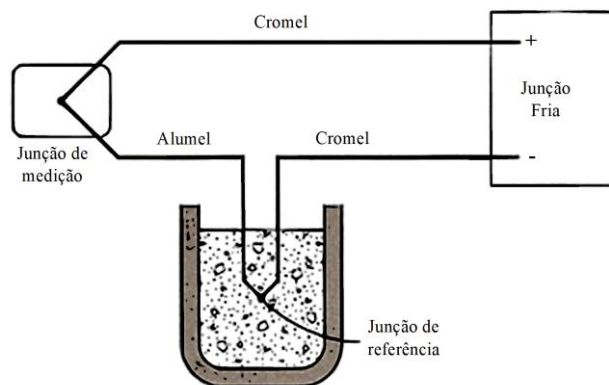
APÊNDICE B

B.1 CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

Para as medições das temperaturas no bloco de cobre, líquido e vapor do fluido de trabalho durante os ensaios de ebulição foram calibrados três termopares (T_1 , T_2 e T_3) tipo K (Cromel/Alumel) 0,5 mm blindados Ômega e dois termopares (T_{liq} e T_{vap}) tipo K fabricados em laboratório a partir dos fios Cromel/Alumel Ômega. Os termopares foram calibrados para a correta obtenção dos valores de temperatura no bloco de cobre, no líquido e no vapor e para estimar o desvio padrão/incerteza das medições.

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

Figura B.1. Esquema do termopar de referência utilizado para a calibração dos termopares.



Fonte: Manetti (2017).

A medição da diferença de potencial em milivolt (mV) gerada pelos termopares foi capturada utilizando um sistema de aquisição de dados AGILENT 34970A (DAQ). As medidas de temperatura foram calibradas numa faixa de 20,0 °C a 97,0 °C crescente e decrescente. Após a obtenção das curvas de calibração T versus mV para cada termopar, as mesmas foram ajustadas pelo método dos mínimos quadrados para uma função linear dada por,

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

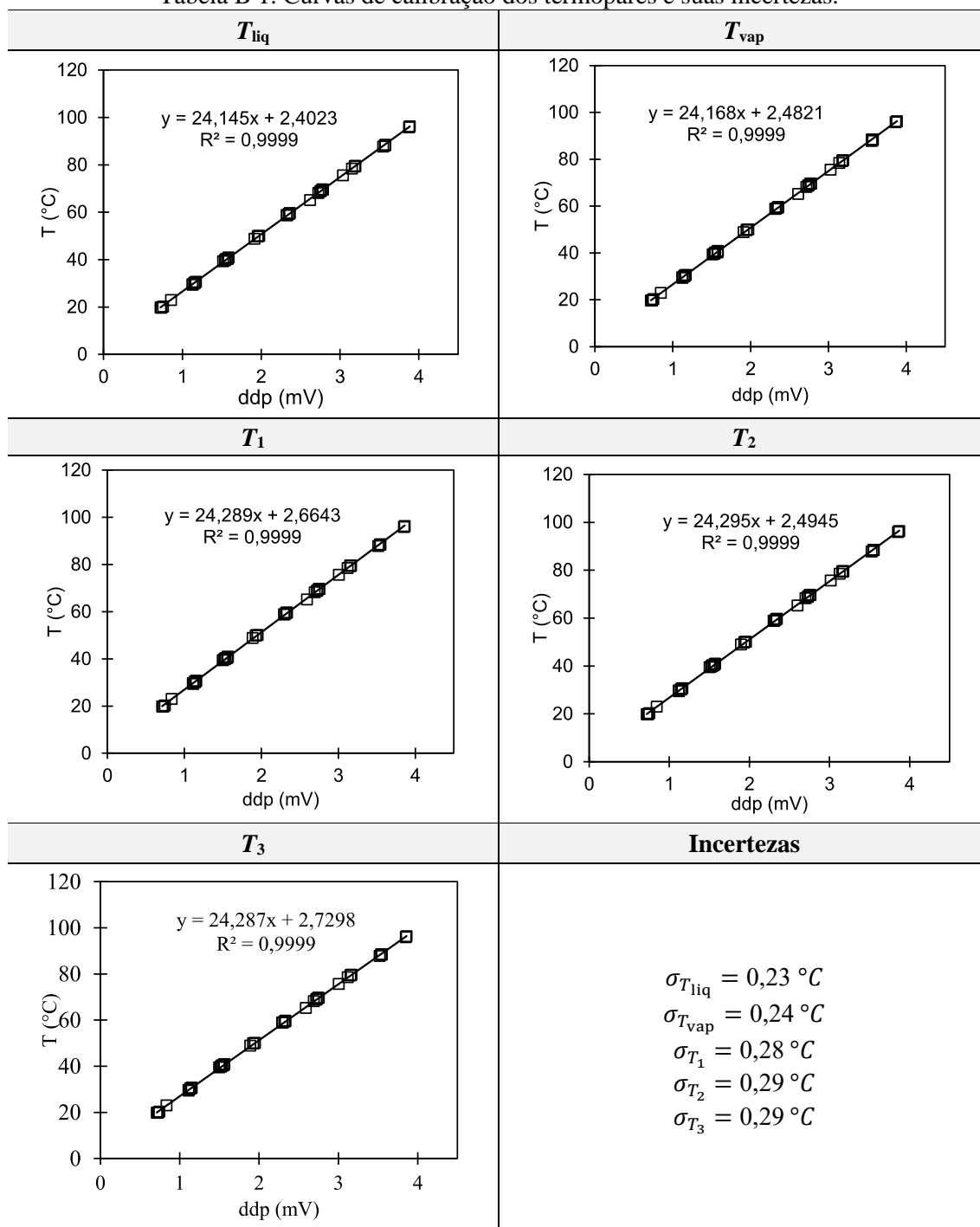
na qual, T é o valor real de temperatura fornecido pela termoresistência, A é o coeficiente angular de ajuste da curva, B é o coeficiente linear e mV é a voltagem medida pelo canal. Os coeficientes A e B foram calculados pelo método dos mínimos quadrados. As funções obtidas foram inseridas no programa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

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

$$\sigma_{xy} = \sqrt{\frac{\sum_i^N (T_i - T_{i,\text{ajuste}})^2}{N - 2}} \quad (\text{B.2})$$

onde N é o número de amostra, neste caso $N = 47$. As curvas de calibração e as incertezas são dadas na Tabela B 1.

Tabela B 1. Curvas de calibração dos termopares e suas incertezas.



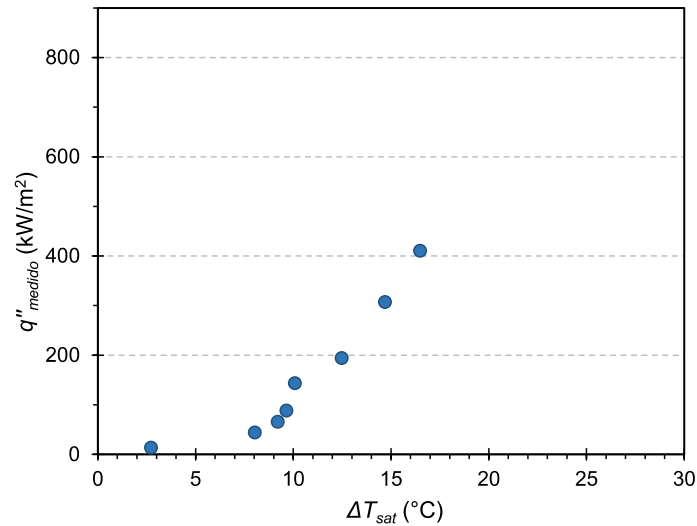
Fonte: Do próprio autor.

B.2 DIFICULDADES ENCONTRADAS DURANTE A FASE DE VALIDAÇÃO

No primeiro ensaio de validação com água como fluido de trabalho, colocou-se 250 mL de água na câmara de ebulição – resultando em uma coluna de água de 30 mm. A Figura B.2 mostra o resultado para o primeiro ensaio, no qual foram visualizados vários sítios parasitas, isto é, surgimento de bolhas na interface entre o Teflon (isolante) e

a superfície de aquecimento (cobre). Tais sítios prejudicaram a aquisição dos dados de temperatura, fazendo com que a curva de ebulição tivesse um ponto de descontinuidade e também atingisse um CHF próximo ao fluxo de 400 kW/m², valor bem inferior ao esperado, 1100 kW/m², dada pela correlação de Zuber (1959).

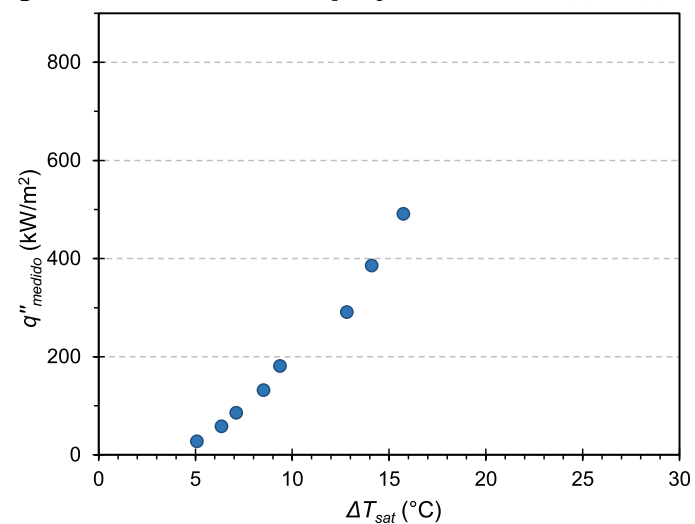
Figura B.2 - Curva de ebulição para o ensaio com água #1.



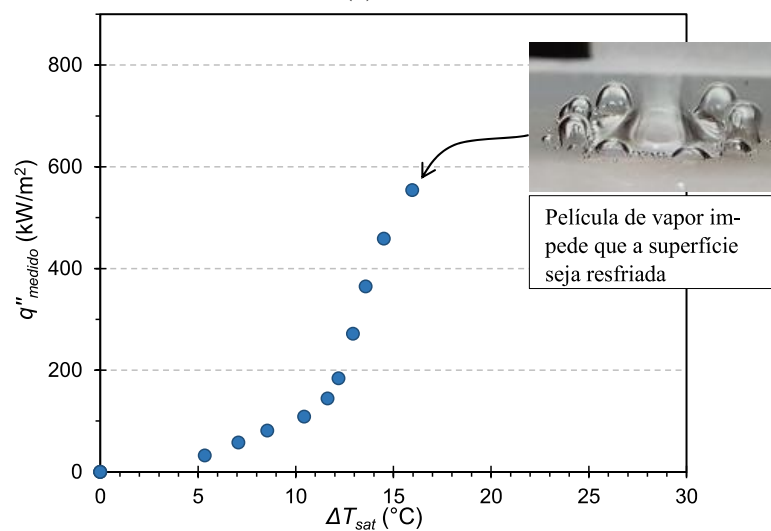
Fonte: Do próprio autor.

Para diminuir a quantidade de sítios parasitas ao redor da superfície, os espaços entre a superfície e o Teflon foram preenchidos com fita de PTFE. A Figura B.3a apresenta o ensaio #2, porém ainda com descontinuidade e um CHF precoce. Após mais algumas melhorias no preenchimento dos espaços e eliminação dos sítios parasitas, obteve-se a curva da Figura B.3b, a qual não possuiu descontinuidade, porém ainda com valor abaixo do predito para o CHF.

Figura B.3 - Curvas de ebulição para os ensaios (a) #2 (b) #3.



(a)

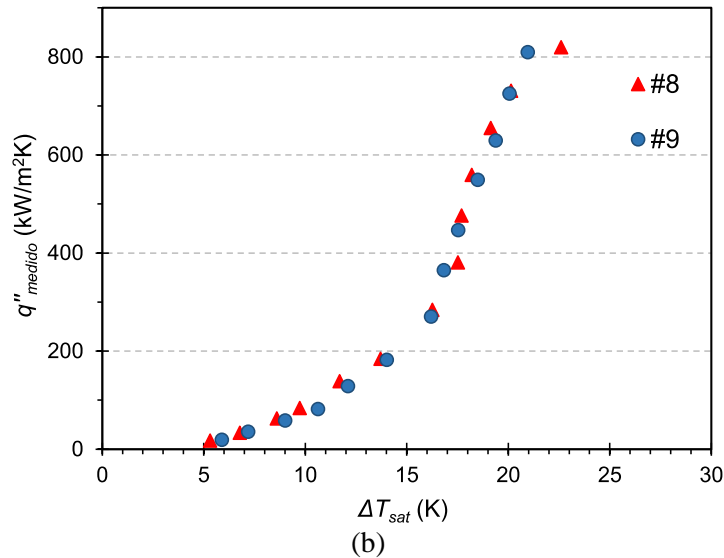
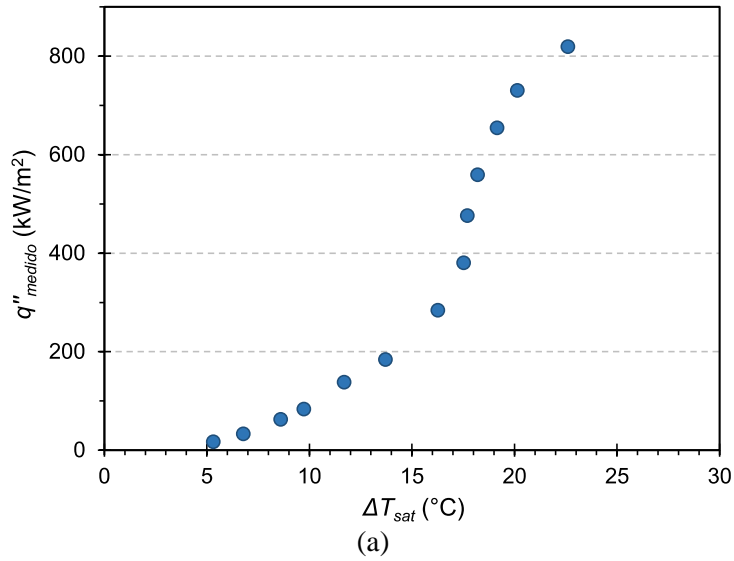


(b)

Fonte: Do próprio autor.

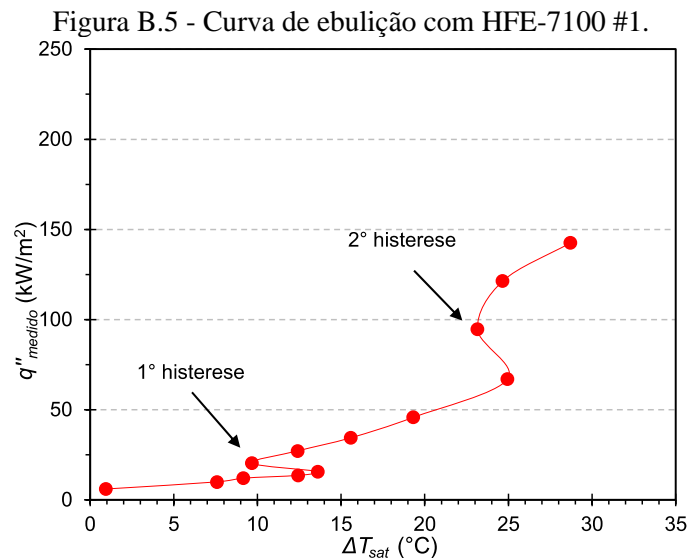
Após uma série de ensaios e tentativas de correção verificou-se que a causa do CHF precoce era a quantidade de fluido colocado na câmara de ebulição, em outras palavras, a coluna de fluido estava baixa. Com isso na oitava tentativa foram colocados 400 mL de água, a qual resultou em uma coluna de 50 mm. A Figura B.4a apresenta o resultado do ensaio #8, sendo que o último fluxo aplicado não representa o CHF, mas sim um limite de segurança para a validação da bancada. A Figura B. 3b apresenta o resultado do ensaio #9 comparado com o ensaio #8, mostrando que a bancada apresenta repetibilidade de resultados.

Figura B.4 - Curvas de ebulição para os ensaios (a) #8 (b) #9.



Fonte: Do próprio autor.

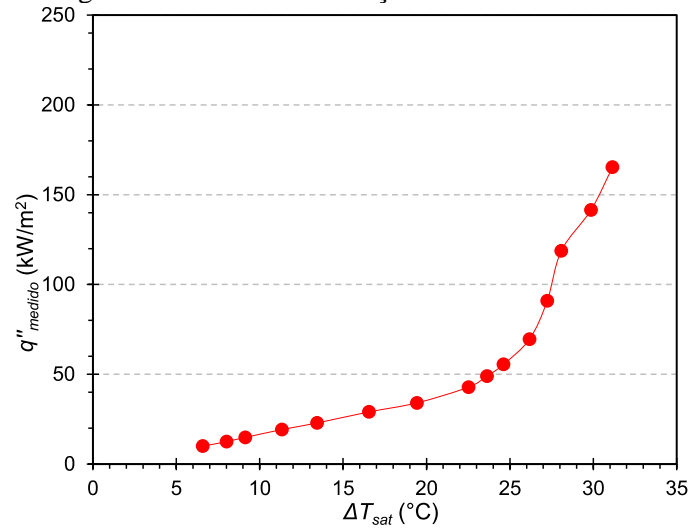
Após a validação da bancada com água realizou-se o ensaio #1 para HFE-7100 (Figura B.5). Na Fig. Figura B.5 observa-se que há dois pontos de histerese – recuo da curva para esquerda. Para fluidos com baixa tensão superficial é comum que a histerese ocorra uma vez, e é dada como o ponto de início da ebulição nucleada, porém neste caso o primeiro ponto de histerese foi caracterizado pela formação de bolhas apenas ao redor da superfície e o segundo ponto como o surgimento de bolhas dentro do perímetro da superfície.



Para melhorar o desempenho da curva, foi adicionado epóxi araldite® ao redor da superfície, para que o primeiro ponto de histerese fosse postergado e ajudasse na ativação de bolhas dentro do perímetro da mesma. A Figura B.6 apresenta o resultado com tais modificações, nomeado como ensaio com HFE-7100 #2. Neste ensaio a epóxi araldite® ajudou a entender que o problema maior não eram os sítios parasitas ao redor da superfície, mas sim a rugosidade superficial da mesma que era muito baixa ($R_a = 0,05 \mu\text{m}$), não permitindo a formação de nenhum embrião de vapor, continuando assim sem bolhas dentro da superfície.

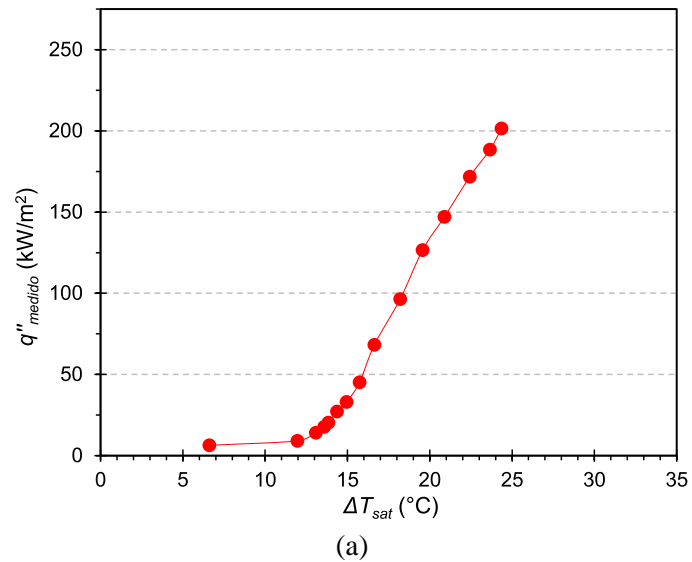
Como alternativa, pensou-se em aumentar a rugosidade da superfície de aquecimento alterando a metodologia de polimento. Para o ensaio com HFE-7100 #3 usou-se uma lixa #600 para dar à superfície um aspecto riscado/rugoso ($R_a = 0,14 \mu\text{m}$). Também foi notado que a araldite® não possuía uma boa adesão na interface Teflon-cobre, então optou-se por tentar usar esmalte de unha incolor para essa função, visto que tal metodologia já tinha sido usada em trabalhos anteriores. A Figura B.7a apresenta o ensaio com HFE-7100 #3. Neste ensaio foi verificado apenas um ponto de histerese, e o esmalte teve um desempenho superior a araldite® para conter os sítios parasitas - apesar de não os evitar totalmente. A Figura B.7b apresenta o ensaio HFE-7100 #4 comparando ao HFE-7100 #3 e mostra a repetibilidade da metodologia. Para o ensaio #4 o fluxo de calor aplicado foi maior fazendo com que a superfície chegasse próximo ao ponto de CHF.

Figura B.6 - Curva de ebulição com HFE-7100 #2.

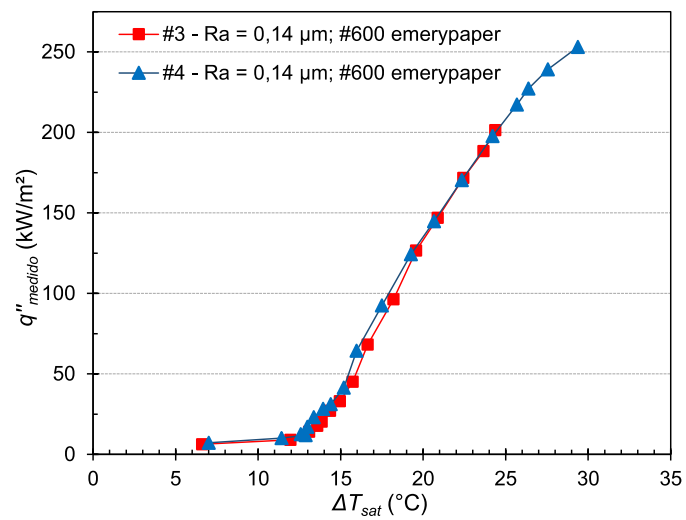


Fonte: Do próprio autor.

Figura B.7 - Curva de ebulição com HFE-7100 (a) #3 e (b) #3 e #4.



(a)

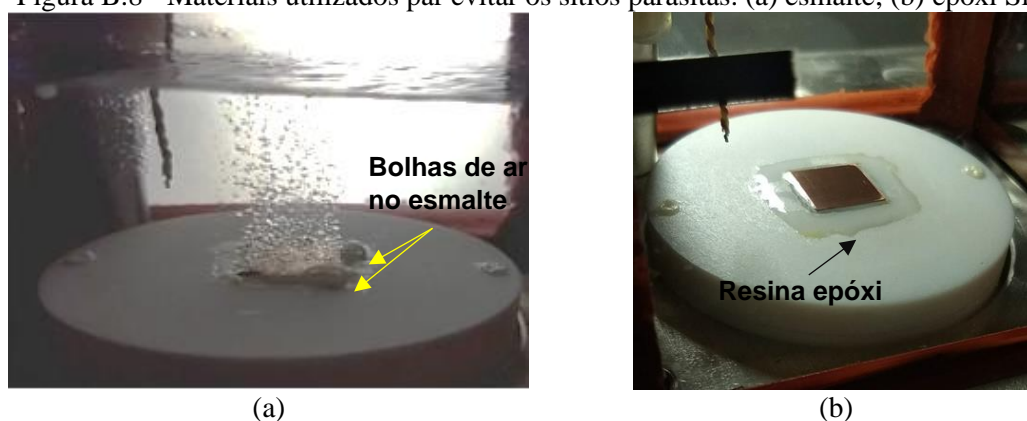


(b)

Fonte: Do próprio autor.

Apesar da metodologia aplicada nos ensaios #3 e #4 ser satisfatória, alguns sítios parasitas apareceram nesses ensaios e o esmalte também apresentou algumas bolhas de ar (Figura B.8a) que surgiram durante a fase de retirada de ar da bancada – aplicação de vácuo – que prejudicaram na visualização do fenômeno de ebulição. Por meio de pesquisas em artigos, constatou-se que a maioria dos autores usaram epóxi de baixa viscosidade e com resistência a temperatura para acabar com os sítios parasitas. Desse modo, achou-se uma epóxi vendida no Brasil pela Silaex, nomeada de SQ2004 (diglicidil éter de bisfenol A) com edurecedor SQ3154 (edurecedor a base de poliamida) em uma mistura de 2/1 ou 100/50. A resina foi adquirida e aplicada (Figura B.8b).

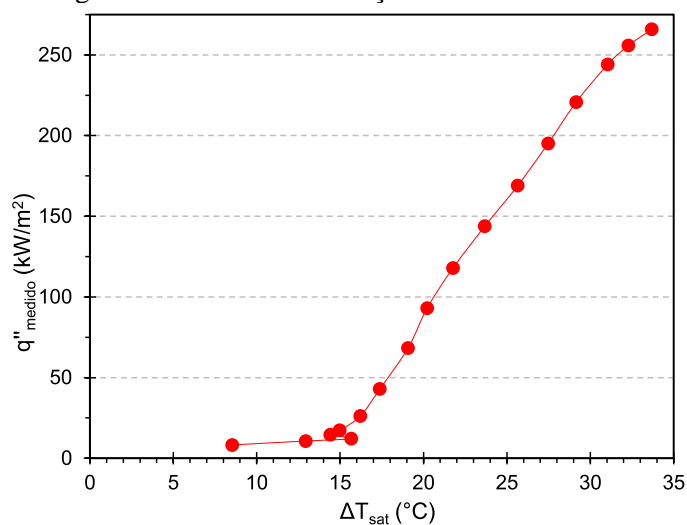
Figura B.8 - Materiais utilizados par evitar os sítios parasitas. (a) esmalte; (b) epóxi Silaex.



Fonte: Do próprio autor.

A Figura B.9 apresenta a curva de ebulição com o uso da epóxi Silaex SQ2004+ SQ3154, nomeado de ensaio com HFE-7100 #5.

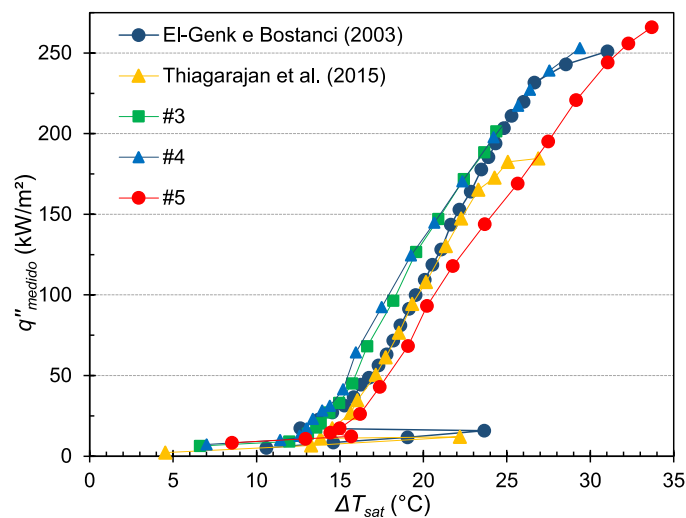
Figura B.9 - Curva de ebulição com HFE-7100 #5.



Fonte: Do próprio autor.

No ensaio #5 ocorreu uma maior histerese em relação aos ensaios #3 e #4, o que mostra que os sítios parasitas não surgiram, permitindo um superaquecimento da superfície. Durante o ensaio foi observado que as bolhas de vapor surgiram espalhadas sobre a superfície. E comparando os últimos três ensaios com HFE-7100 com curvas de ebulição de trabalhos encontrados na literatura, que também utilizaram HFE-7100 em superfícies de cobre (El-Genk e Bostanci, 2003; Thiagarajan *et al.*, 2015), porém com diferentes rugosidades, verificou-se que as curvas obtidas neste trabalho estão próximas às demais (Figura B.10).

Figura B.10 - Comparação das curvas de ebulição com HFE-7100 com dados da literatura.



Fonte: Do próprio autor.

APÊNDICE C

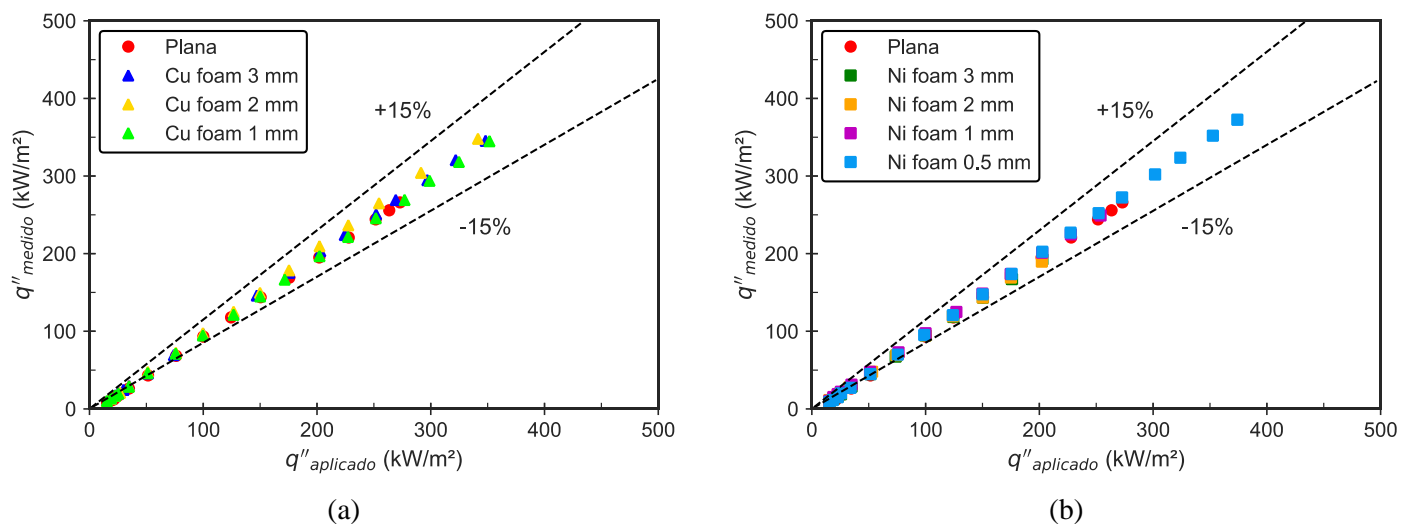
C.1 CÁLCULO DA PERDA TÉRMICA

A partir do fluxo de calor medido pelos termopares, Eq. (99), e o fluxo de calor aplicado, Eq. (102), foi calculada a perda térmica, dada por

$$q''_{\text{perdido}}\% = \frac{q''_{\text{medido}} - q''_{\text{aplicado}}}{q''_{\text{aplicado}}} \times 100 \quad (\text{C.1})$$

A Figura C.1 apresenta a comparação do fluxo aplicado com o fluxo medido, com uma faixa de perda de $\pm 15\%$. Nota-se que a maioria dos pontos ficou dentro da faixa de perda menor que 15%. Nos primeiros fluxos de calor aplicados - < 50 kW/m² - é esperada uma perda maior devido ao fato da bancada ainda não estar totalmente aquecida, porém após este fluxo de calor a perda diminui gradativamente até pontos próximo à perda zero.

Figura C.1 - Análise da perda de calor no bloco de cobre nos ensaios com HFE-7100 e espumas: (a) Cobre; (b) Níquel.



Fonte: Do próprio autor.

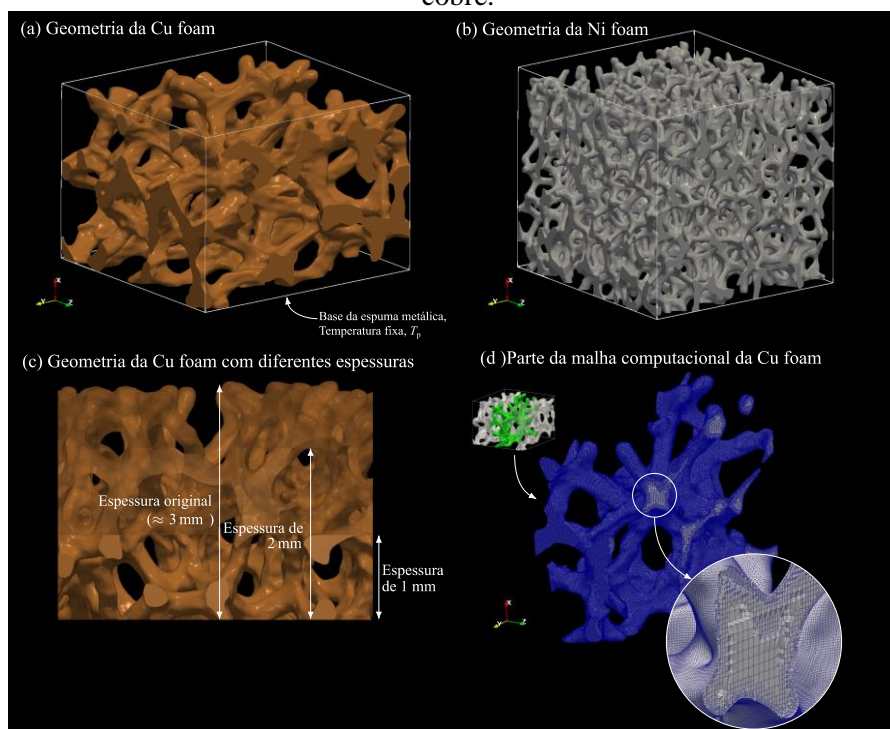
APÊNDICE D

D.1 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA CONDUÇÃO DE CALOR NAS ESPUMAS METÁLICAS

Este Apêndice apresenta um estudo de simulação numérica realizado em parceria com Iago Lessa de Oliveira, doutorando no PPGEM da FEIS/UNESP e integrante de grupo de pesquisa especializado em simulações numéricas de escoamentos.

A partir das imagens de μ CT das espumas metálicas, as imagens foram segmentadas e convertidas para o formato STL usando o algoritmo de *marching cubes* no software VMTK (“vmtk - the Vascular Modelling Toolkit”, [s.d.]). A fim de diminuir o tempo computacional, as superfícies das espumas foram seccionadas lateralmente para um oitavo da sua área projetada original, mantendo a espessura original (Figura D.1). Essa técnica não interferiu nos resultados, visto que as condições de contorno são iguais nas laterais e a superfície é homogênea com relação às estruturas celulares porosas. Posteriormente, cortes em planos paralelos foram realizados para simular os efeitos da variação da espessura nas espumas (Figura D.1c).

Figura D.1 – Geometrias das espumas metálicas em formato STL. (a) Um oitavo da espuma de cobre com espessura de 3 mm. (b) Um oitavo da espuma de níquel com espessura de 3 mm. (c) Espuma de cobre com corte de espessuras. (d) Detalhe da malha computacional da espuma de cobre.



Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

Para construir as malhas e realizar as simulações computacionais foi usado a biblioteca *open-source* foam-extend, versão 4.0. Esta biblioteca implementa o método de Volumes Finitos para a discretização e solução de equações diferenciais parciais. Para a resolução do problema de condução nas espumas metálicas, a equação de condução tridimensional (3D) em regime permanente foi resolvida para a temperatura até a convergência com resíduo normalizado de 1×10^{-12} . O esquema de diferenças centrais, que possui convergência de segunda ordem e com correção para não-ortogonalidade, foi utilizado para discretizar o termo Laplaciano da equação de condução.

As malhas foram criadas utilizando-se a *utility* 'cartesianMesh' do foam-extend, através da biblioteca cfMesh, o qual constrói automaticamente malhas "hexa-dominantes", isto é, com a maior parte das células sendo hexaedros, enquanto células poliédricas genéricas também são utilizadas. As malhas computacionais tiveram, aproximadamente, de 1 a 4 milhões de células para garantir uma solução independente da malha e com tamanho adequado para melhor capturar a curvatura da superfície.

As condições de contorno do problema de condução foram: temperatura uniforme e constante na base da espuma metálica, T_p , (condição de Dirichlet) e a condição

de convecção nas superfícies da espuma metálica (condição de Robin), utilizando-se o coeficiente convectivo, HTC. Ambas as condições usadas foram provenientes dos ensaios experimentais com os fluidos dielétricos usados neste trabalho. A Tabela D.1 apresenta as condições de contorno dos casos simulados. Para cada espuma e fluido foram escolhidas quatro condições de contorno, sendo cada uma referente a uma faixa de fluxo da região da curva de ebulição: baixo fluxo de calor (região entre a convecção natural e início da ebulição nucleada, pequenas bolhas), baixo-médio fluxo de calor (início da ebulição nucleada, bolhas em toda a superfície), médio fluxo de calor (ebulição nucleada completamente desenvolvida) e alto fluxo de calor (região próximo ao fluxo de calor crítico, bolhas coalescem e foram grandes bolsões de vapor).

Tabela D.1 – Condições de contorno aplicadas para cada uma das simulações numéricas.

Espessura	Fluido	Caso	Cu foam			Ni foam		
			T_p	HTC	q''	T_p	HTC	q''
			[K]	[kW/m ² ·K]	[kW/m ²]	[K]	[kW/m ² ·K]	[kW/m ²]
3 mm	HFE-7100 ^a	A	337.36	4.87	20.44	338.64	3.41	18.81
		B	339.51	7.16	45.78	340.47	6.10	44.77
		C	345.99	11.32	146.02	343.18	9.38	94.60
		D	357.21	12.34	294.80	344.90	9.83	118.54
	Etanol ^b	A	356.86	9.54	56.31	357.56	8.94	57.14
		B	358.14	14.49	104.47	358.97	12.99	101.47
		C	361.05	24.48	244.46	361.17	23.42	234.62
		D	364.50	27.39	367.98	363.92	25.00	318.68
2 mm	HFE-7100	A	337.11	5.19	20.73	337.79	3.85	18.34
		B	338.71	8.16	47.64	340.29	6.54	47.76
		C	342.85	15.11	149.51	342.34	10.11	94.58
		D	351.12	16.80	304.27	344.06	10.66	119.39
	Etanol	A	356.72	9.61	54.42	357.09	9.95	58.27
		B	358.71	13.03	100.21	359.90	12.19	105.52
		C	360.95	27.74	276.51	362.13	21.57	236.73
		D	362.96	32.93	369.50	363.07	27.33	326.32

	A	339.99	2.81	19.57	338.09	3.84	19.15
	B	340.05	6.57	46.15	340.05	6.81	47.81
HFE-7100	C	343.37	13.86	145.00	342.80	9.94	97.40
	D	348.47	18.94	293.96	343.83	11.53	124.96
1 mm	A	358.85	7.01	53.63	358.22	7.89	55.14
	B	358.99	13.02	104.01	360.19	11.66	104.65
Etanol	C	360.78	24.27	237.52	363.45	21.41	255.52
	D	362.56	32.82	379.65	365.21	25.64	350.92

Fonte: Do próprio autor.

A partir dos resultados das simulações numéricas, foi calculado a taxa total de calor transferido da superfície para o fluido por meio da convecção, q_{foam} , dado por:

$$q_{foam} = \int_{A_{foam}} h_{exp}[T(x) - T_{\infty}]dA_{foam}, \quad (D.1)$$

no qual h_{exp} é o HTC obtido experimentalmente para cada condição de contorno, A_{foam} é a área superficial da espuma metálica (área de convecção). A Eq. (D.1) permitiu o cálculo da eficiência de aleta da espuma, dado por:

$$\eta_{foam} = \frac{q_{foam}}{q_{max}}, \quad (D.2)$$

e da sua efetividade,

$$\epsilon_{foam} = \frac{q_{foam}}{hA_{c,b}(T_p - T_{\infty})}, \quad (D.3)$$

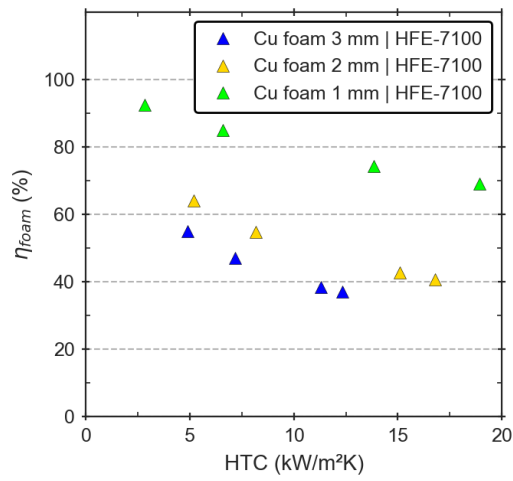
onde $A_{c,b}$ é a área da seção transversal na base da espuma metálica e q_{max} é a taxa de calor máxima transferida, ou seja, na condição ideal onde a espuma possui temperatura idêntica à da base em toda a sua altura, dada por:

$$q_{max} = h_{exp}A_{foam}(T_p - T_{\infty}) \quad (D.4)$$

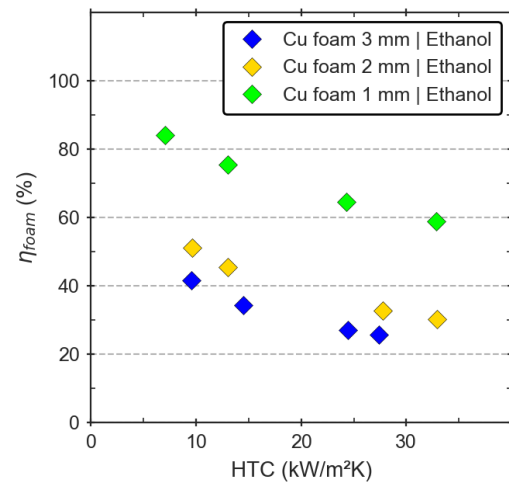
Em geral, para todas as combinações de superfícies, a primeira condição de contorno (Caso A) foi a que apresentou melhor eficiência (Figura D.2). Os Casos A

correspondem a uma condição de fluxo de calor baixo, ou seja, início da ebulição nucleada onde poucas bolhas de vapor surgem e o HTC é baixo, portanto, o campo de temperatura na superfície é mais uniforme e a taxa de calor dissipado, q_{foam} , é próximo da taxa máxima (ideal) de calor, q_{max} . Conforme o fluxo de calor aumenta, a temperatura da superfície também aumenta, porém mais bolhas surgem e a ebulição nucleada se torna completamente desenvolvida, aumentando o HTC; por outro lado, a eficiência diminui. Além disso, conforme a espessura da espuma diminui, a eficiência de aleta da espuma aumenta, sendo o grau de aumento da eficiência menor para a espessura de 2 mm em relação a 3 mm do que da espuma de 2 mm para 1 mm. Portanto, a maior espessura tem boa parte do seu tamanho com a temperatura próxima ou igual à temperatura do fluido como pode ser visto na Figura D.3, Figura D.4, Figura D.5 e Figura D.6.

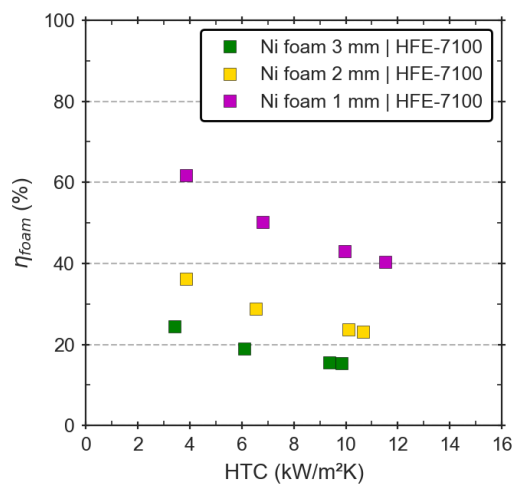
Figura D.2 – Eficiência de aleta das espumas metálicas em função da condição de contorno convectiva experimental para as diferentes espessuras e fluidos. (a) Cu foam e HFE-7100; (b) Nu foam e Etanol; (c) Ni foam e HFE-7100; (d) Ni foam e Etanol.



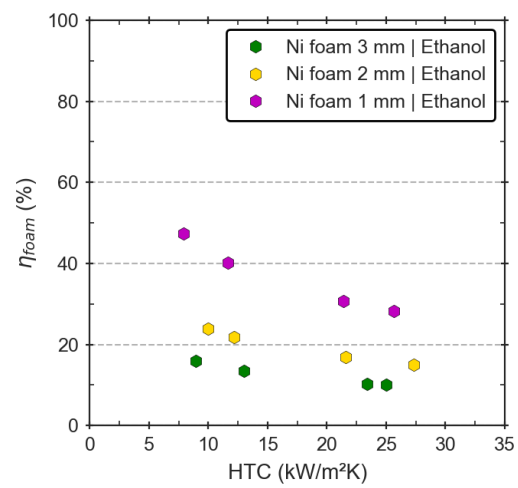
(a)



(b)



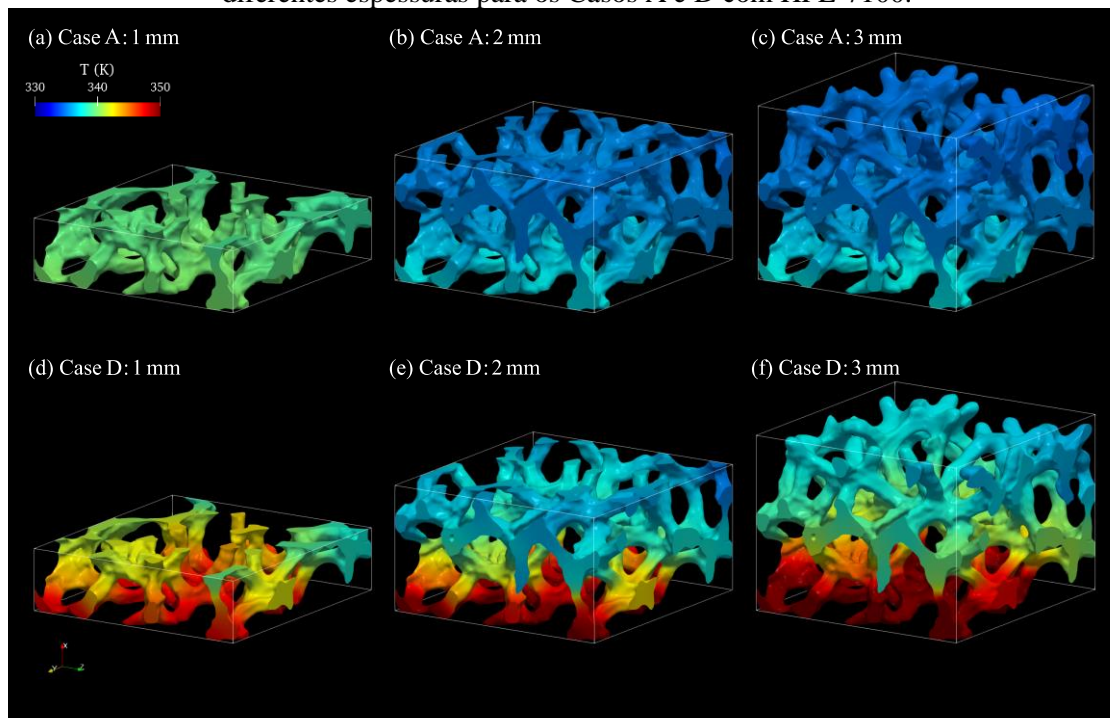
(c)



(d)

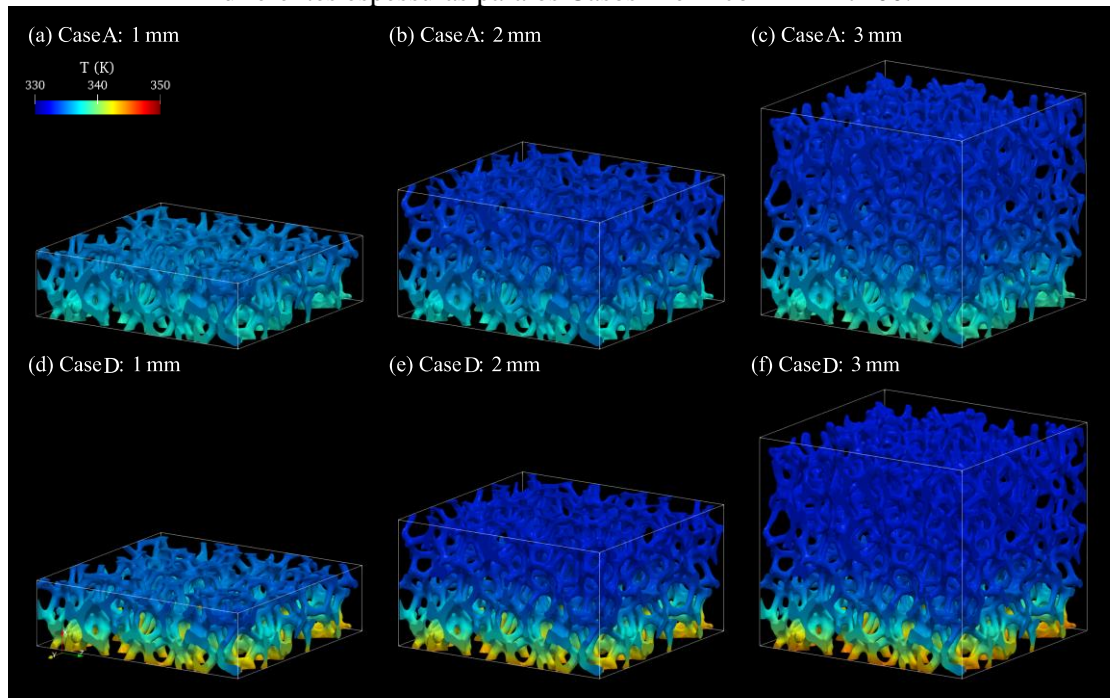
Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

Figura D.3 – Distribuição de temperatura na espuma metálica de cobre (Cu Foam) com diferentes espessuras para os Casos A e D com HFE-7100.



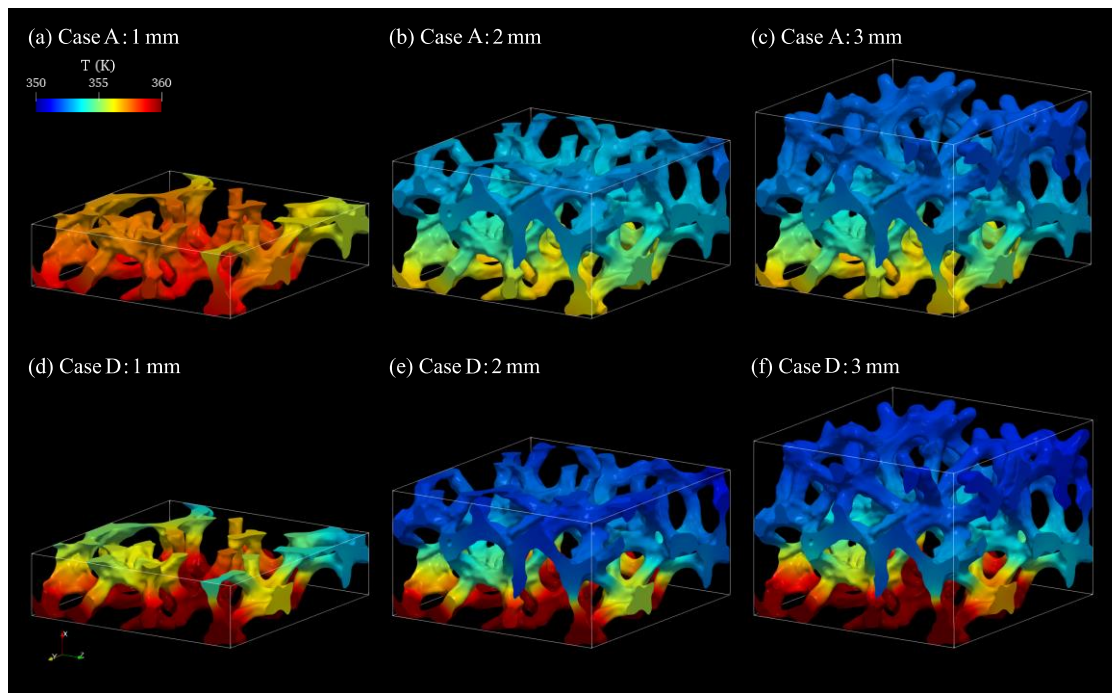
Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

Figura D.4 - Distribuição de temperatura na espuma metálica de níquel (Ni Foam) com diferentes espessuras para os Casos A e D com HFE-7100.



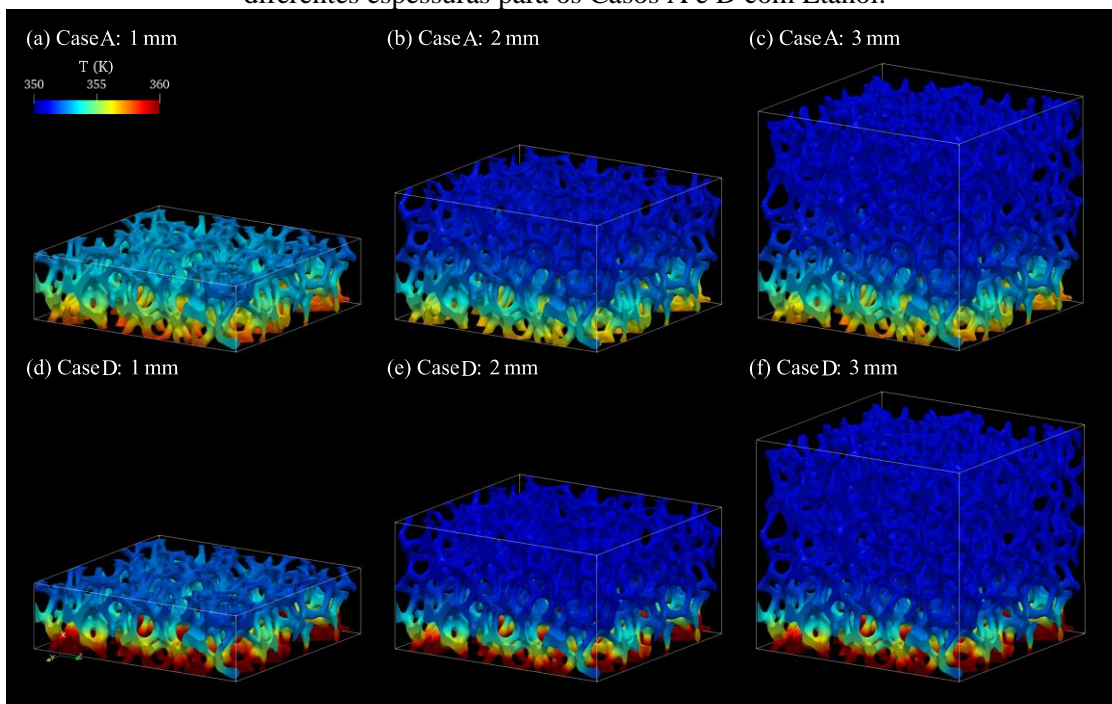
Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

Figura D.5 - Distribuição de temperatura na espuma metálica de cobre (Cu Foam) com diferentes espessuras para os Casos A e D com Etanol.



Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

Figura D.6 - Distribuição de temperatura na espuma metálica de níquel (Ni Foam) com diferentes espessuras para os Casos A e D com Etanol.



Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

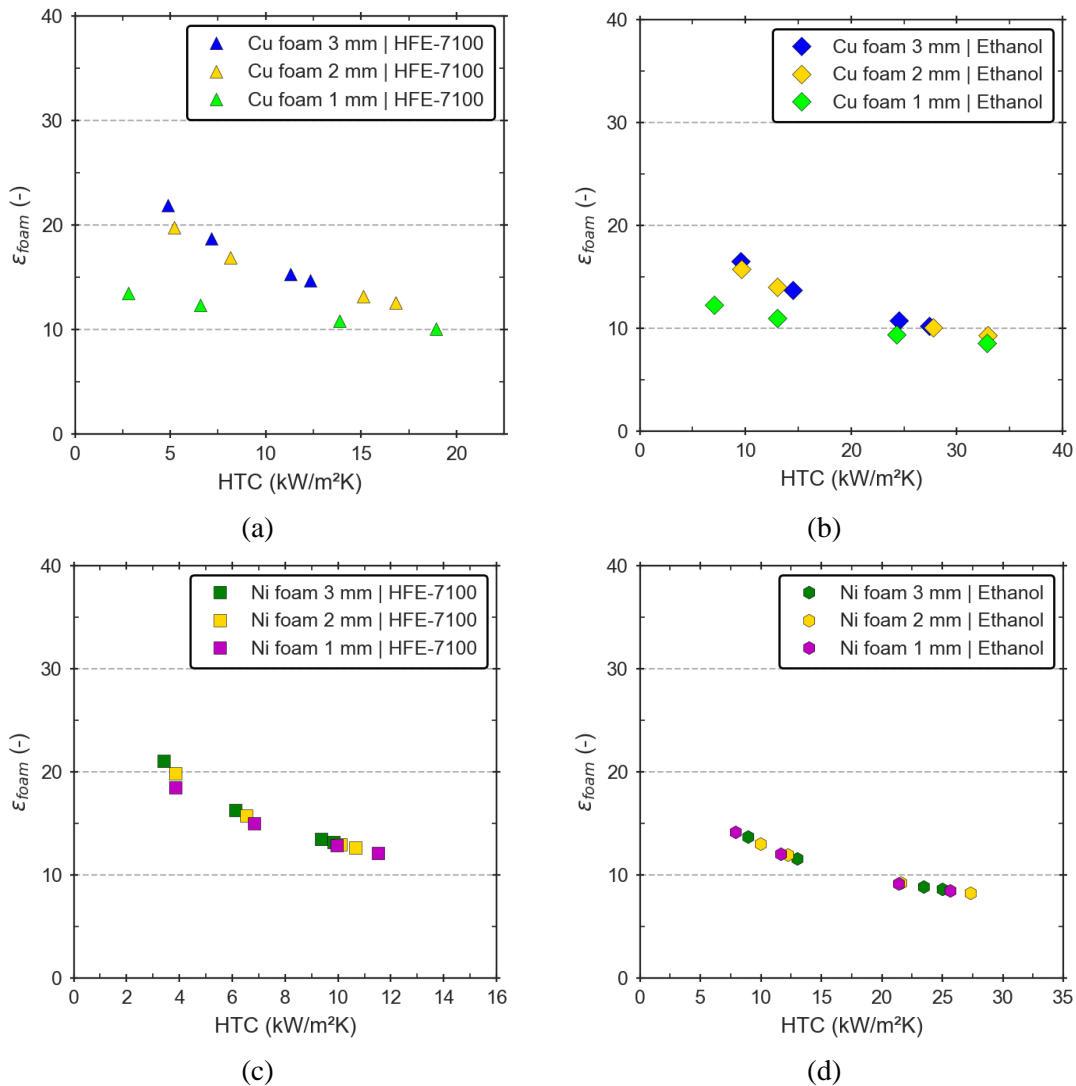
Quando comparamos as diferenças de eficiência com a mesma espessura, porém para diferentes materiais, mais uma vez é possível perceber que a espuma de cobre

apresenta uma maior eficiência. Esse resultado era esperado pois, assim como na análise teórica realizada no Capítulo 7 da presente tese, a condutividade térmica das fibras da espuma é diferente, sendo o cobre o material com maior condutividade térmica.

Comparando os resultados da mesma superfície e espessura, porém com diferentes fluidos, é possível observar que a eficiência de aleta da espuma é maior para o HFE-7100 – aproximadamente 40% - em relação ao Etanol. Essa diferença é devido aos diferentes valores do HTC, o qual é maior para o Etanol, principalmente devido às suas melhores propriedades termofísicas.

Similarmente ao comportamento apresentado na Figura D.2 para a eficiência de aleta da espuma, a efetividade de aleta da espuma também apresentou o maior valor para as primeiras condições de contorno (Figura D.7). No entanto, conforme a espessura diminuiu, o efeito foi diferente em relação à eficiência. Para a espuma de cobre, a efetividade para as espessuras de 3 mm e 2 mm nas primeiras condições de contorno são semelhantes e maiores em relação a espessura de 1 mm. Isto indica que a espuma de maior espessura dissipa maior quantidade de calor que a espuma menos espessa mesmo com uma menor eficiência. Conforme o fluxo de calor aumenta, o HTC também aumenta e a efetividade tende a se igualar para as três espessuras. Portanto, espumas de maiores espessuras possuem maior efetividade de aleta, mas possuem uma baixa eficiência de aleta. Para a espuma de níquel, cuja condutividade térmica é muito menor do que a do cobre, a efetividade é praticamente independente da espessura. Ou seja, o fluxo de calor dissipado pela espuma de maior espessura é quase o mesmo que o de menor espessura, independente da condição de contorno.

Figura D.7 – Efetividade de aleta da espuma metálica em função da condição de contorno convectiva experimental para as diferentes espessuras e fluidos. (a) Cu foam e HFE-7100; (b) Ni foam e Etanol; (c) Ni foam e HFE-7100; (d) Ni foam e Etanol.



Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

D.2 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS DE EFICIÊNCIA DE ALETA COM MODELOS ANALÍTICOS E EMPÍRICOS.

A fim de comparar os resultados da eficiência de aleta da espuma obtidos por meio da simulação numérica, alguns modelos analíticos ou empíricos disponíveis na literatura foram selecionados. Os três primeiros são os modelos clássicos apresentados nos livros técnicos de transferência de calor, os quais consistem de uma aleta circular piniforme (*pin fin*) de seção transversal uniforme e com condução de calor unidimensional (BERGMAN; INCROPERA, 2011). Assim como Dukhan *et al.* (2005), a espuma metálica foi simplificada como um banco de aletas piniforme circulares com diâmetro

igual ao diâmetro da fibra, d_f . O primeiro modelo analítico usado é o modelo que considera a aleta piniforme com a ponta adiabática, portanto, a eficiência foi calculada usando a equação:

$$\eta_{foam,pin-fin-1} = \frac{q_{pin-fin-1}}{q_{max}} = \frac{\tanh(mL)}{mL}, \quad (D.5)$$

na qual,

$$m^2 = \frac{hP}{k_s A_{b,p}} = \frac{4h}{k_s d_f}, \quad (D.6)$$

Sendo L a espessura (comprimento) da espuma metálica, $A_{b,p}$ a área da base da aleta piniforme (seção transversal da aleta) e k_s a condutividade térmica do material (sólido).

O segundo modelo considera a aleta piniforme com convecção na sua extremidade, portanto, a eficiência foi calculada usando a equação:

$$\eta_{foam,pin-fin-2} = \frac{q_{pin-fin-2}}{q_{max,pin-fin}}, \quad (D.7)$$

na qual

$$q_{pin-fin-2} = M \frac{\sinh mL + \left(\frac{h}{mk}\right) \cosh mL}{\cosh mL + \left(\frac{h}{mk}\right) \sinh mL}, \quad (D.8)$$

e

$$M = \sqrt{hPA_{b,p}(T_p - T_\infty)} \quad (D.9)$$

Por fim, o terceiro modelo clássico calculado foi o da aleta piniforme considerando sua extremidade infinita ($L \rightarrow \infty$). Neste caso, a eficiência é definida como

$$\eta_{foam,pin-fin-3} = \frac{q_{pin-fin-3}}{q_{max,pin-fin}} = \frac{M}{q_{max,pin-fin}} \quad (D.10)$$

na qual a máxima taxa de calor, $q_{max,pin-fin}$, para os dois últimos modelos foi calculada usando

$$q_{max,pin-fin} = hA_{pin-fin}(T_p - T_\infty) \quad (D.11)$$

e $A_{pin-fin}$ é área de convecção da aleta.

Além dos modelos clássicos de aleta piniforme, modelos específicos para espumas metálicas de células abertas foram usados na comparação. O primeiro é o modelo de Ghosh (2008), o qual é baseado nos modelos clássicos anteriores. O modelo considera a geometria randômica da espuma metálica como um conjunto de células cúbicas com ligamentos sólidos cilíndricos. Dessa maneira, os autores calcularam a eficiência de aleta da espuma metálica como segue:

$$\eta_{foam,Ghosh} = \frac{\tanh ML}{ML}, \quad (D.12)$$

na qual

$$M = \sqrt{\frac{hP}{k_s A_c} (1 + 4\eta_{1/2})} = m\sqrt{1 + 4\eta_{1/2}} \quad (D.13)$$

e

$$\eta_{1/2} = \frac{\tanh(m d_p/2)}{(m d_p/2)} \quad (D.14)$$

devido ao cruzamento dos ligamentos.

Outros dois modelos foram obtidos dos trabalhos de Mancin *et al.* (2010, 2013), os quais desenvolveram um modelo para a eficiência da espuma metálica levando em consideração a densidade de área. A definição da eficiência é:

$$\eta_{foam,Mancin} = \frac{1 + \Omega \cdot a_{sf} \cdot L}{1 + a_{sf} \cdot L}, \quad (D.15)$$

na qual,

$$\Omega = \frac{\tanh(m_{eq} \cdot L_{eq})}{(m_{eq} \cdot L_{eq})}, \quad (D.16)$$

Com m_{eq} e L_{eq} sendo fatores empíricos ajustados pelos dados experimentais dos autores. Segundo Mancin *et al.* (2010),

$$m_{eq} = \sqrt{\frac{4h}{k_s d_f}}, \quad (D.17)$$

e

$$L_{eq} = 6.6 \cdot L \cdot \text{PPI}^{0.99} (0.0254 - d_f \cdot \text{PPI}); \quad (D.18)$$

e segundo Mancin *et al.* (2013),

$$m_{eq} = \sqrt{\frac{4h}{k_s d_f} \left(\frac{k_s}{k_l}\right)^{-0.52}} \quad (D.19)$$

e

$$L_{eq} = 1055 \cdot L^{1.18} \cdot \text{PPI} (0.0254 - d_f \cdot \text{PPI})^{0.66} \quad (D.20)$$

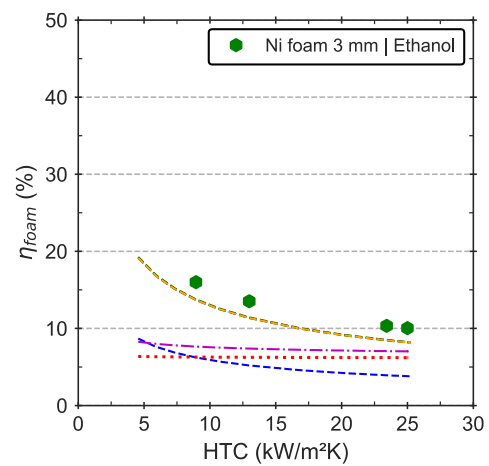
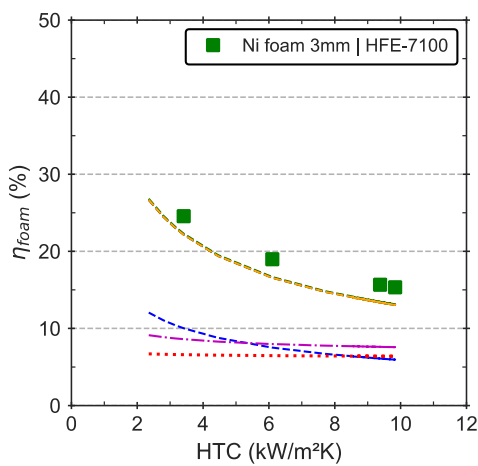
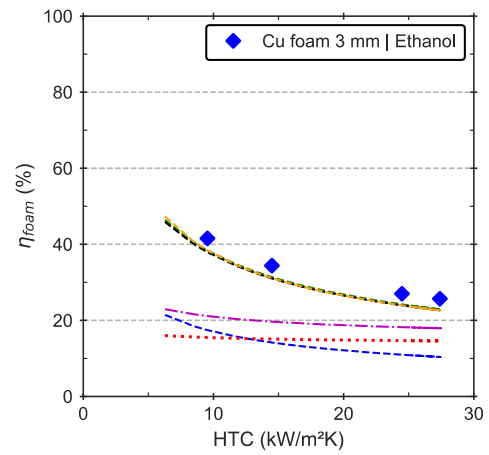
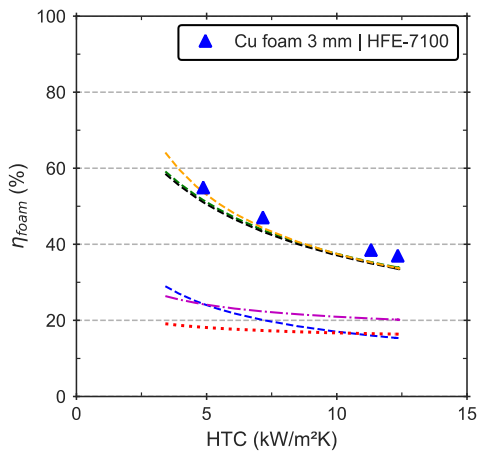
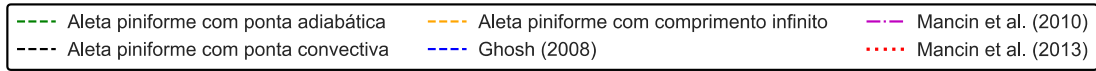
As Figura D.8, Figura D.9 e Figura D.10 apresentam a comparação entre o resultado numérico e a eficiência predita pelos modelos. Para todas as espumas metálicas, independente da espessura e fluido, os modelos clássicos de aleta piniforme apresentaram os menores erros em relação ao modelo numérico.

Comparando os modelos, os modelos clássicos têm comportamento similar entre eles para as espumas com espessura de 3 mm, independente do material ou fluido com erro absoluto médio de aproximadamente 10%. Portanto, para as espumas de 3 mm, a temperatura no topo da aleta é igual ou próxima à temperatura do fluido; logo, a condição de contorno de aleta infinita imposta no modelo se encaixa bem à espuma metálica. Além disso, a área da ponta da aleta é muito menor do que a área no corpo da aleta, assim ponta adiabática ou ponta convectiva resultam em valores muito próximos. Conforme a espessura diminui, o material da espuma (cobre ou níquel) desempenha um importante papel na comparação. Para as espumas de cobre, o erro médio absoluto da

aleta com condição de extremidade infinita aumenta para 56,6% enquanto o erro para a condição de ponta com convecção ou ponta adiabática são menores que 10%. Desse modo, para espessuras menores que 3 mm, a temperatura na extremidade da espuma é diferente da temperatura do fluido; e, a espessura de 1 mm com HFE-7100 com a condição de ponta adiabática foi o modelo que apresentou o menor erro, aproximadamente 1%. Por outro lado, a condição de aleta infinita apresentou baixos erros para todas as espessuras da espuma de Níquel, assim como as outras duas condições. Portanto, a temperatura na extremidade da aleta para a espuma com espessura de 1 mm é próxima da temperatura do fluido. Em geral, o modelo de ponta adiabática apresentou o menor erro médio absoluto para todas as três espessuras, independente da combinação superfície-fluido.

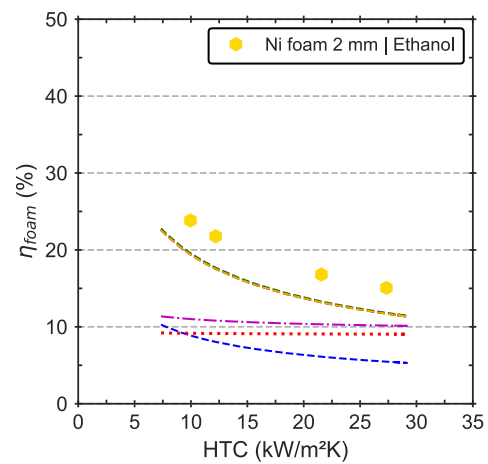
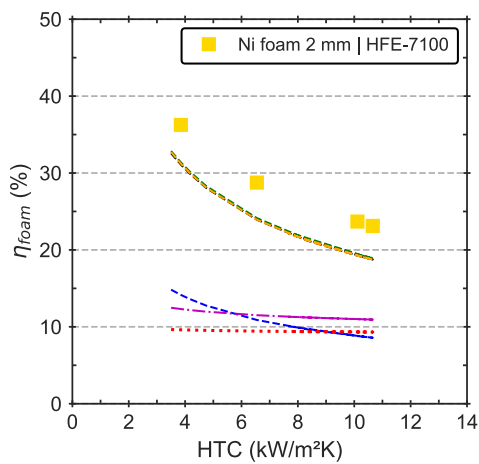
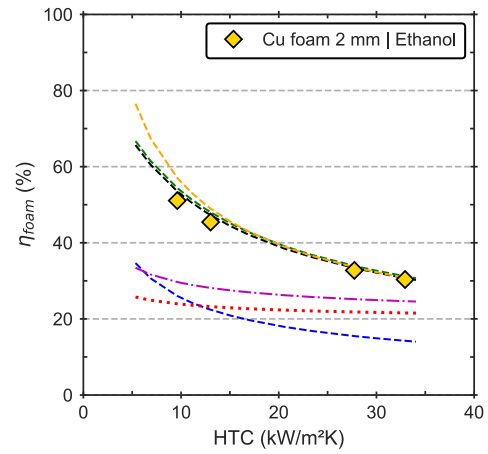
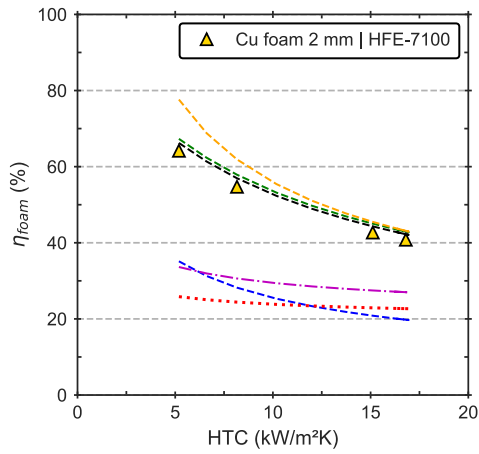
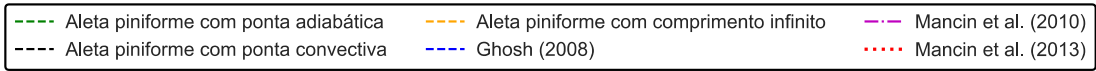
Os modelos da literatura apresentaram uma boa tendência de curva, porém altos erros (maiores que 30%). Os altos erros se devem às condições particulares de cada modelo. Por exemplo, Mancin *et al.* (2010, 2013) usaram apenas um tipo de material e ar como fluido convectivo para encontrar os fatores empíricos. Ghosh (2008) inseriu um termo de condução bidimensional nas aletas, $\eta_{1/2}$, o que provavelmente não ocorre nesse caso, onde a condução ocorre majoritariamente em uma dimensão.

Figura D.8 – Comparação entre os valores de eficiência da espuma de 3 mm obtidos por simulação numérica e os valores preditos por modelos. (a) Cu foam com HFE-7100; (b) Cu foam com Etanol; (c) Ni foam com HFE-7100; (d) Ni foam com Etanol.



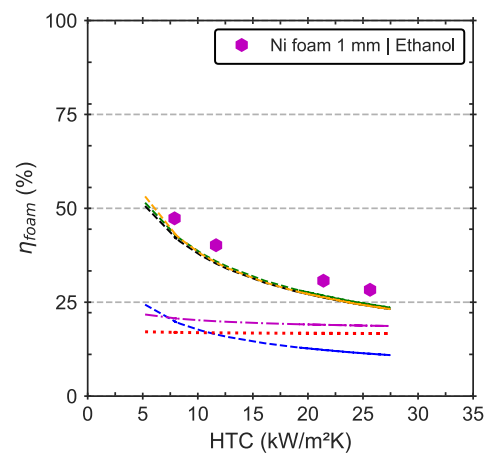
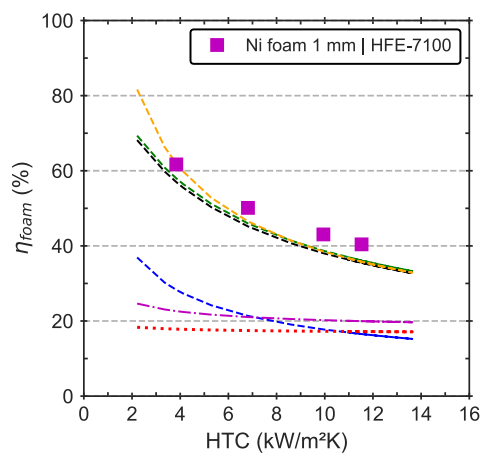
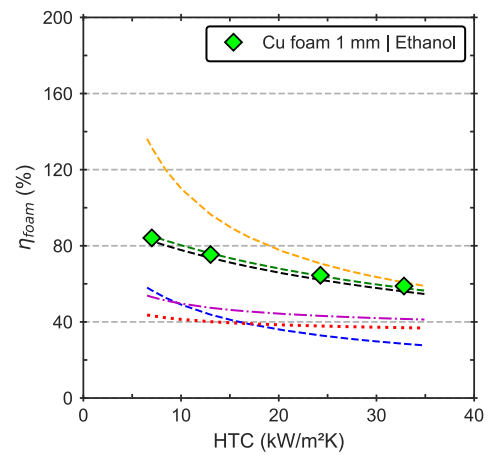
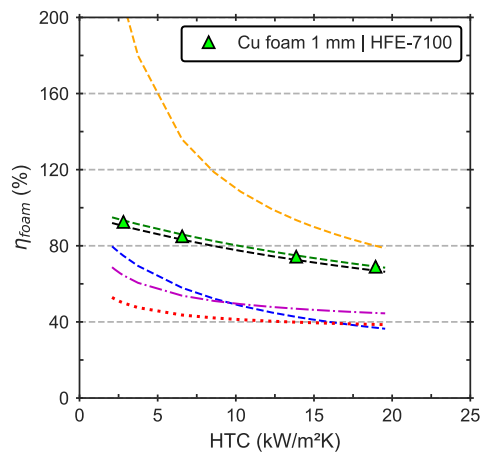
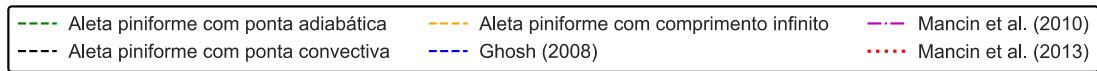
Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

Figura D.9 – Comparação entre os valores de eficiência da espuma de 2 mm obtidos por simulação numérica e os valores preditos por modelos. (a) Cu foam com HFE-7100; (b) Cu foam com Etanol; (c) Ni foam com HFE-7100; (d) Ni foam com Etanol.



Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

Figura D.10 – Comparação entre os valores de eficiência da espuma de 1 mm obtidos por simulação numérica e os valores preditos por modelos. (a) Cu foam com HFE-7100; (b) Cu foam com Etanol; (c) Ni foam com HFE-7100; (d) Ni foam com Etanol.



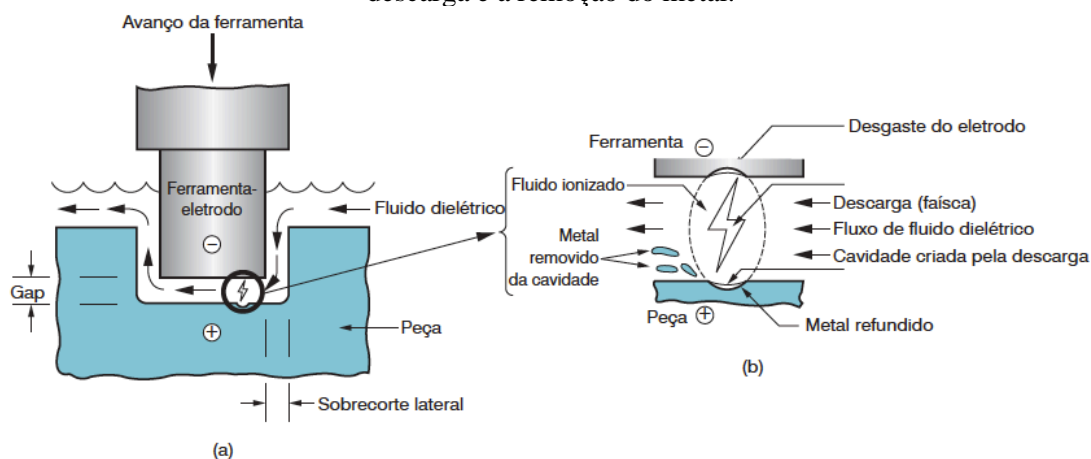
Fonte: Adaptado de Manetti, Oliveira e Cardoso (2021a, 2021b).

APÊNDICE E

E.1 DESBASTE DAS ESPUMAS METÁLICAS NA MÁQUINA DE ELETROEROSÃO

A usinagem por processo de eletroerosão remove o material por meio de uma série de discretas descargas elétricas – faíscas – que provocam temperaturas localizadas suficientemente altas para fundir ou vaporizar o metal na proximidade imediata da descarga. As faíscas ocorrem através de um espaço pequeno (*gap*) entre a ferramenta (eletrodo) e a superfície da peça (Figura E.1). O processo ocorre na presença de um fluido dielétrico que se torna ionizado na região do *gap* e cria um caminho entre a peça e o eletrodo para cada descarga (GROOVER; ARAUJO; OLIVEIRA, 2014).

Figura E.1 - Usinagem por eletroerosão. (a) Vista geral; (b) detalhe do *gap* mostrando a descarga e a remoção do metal.

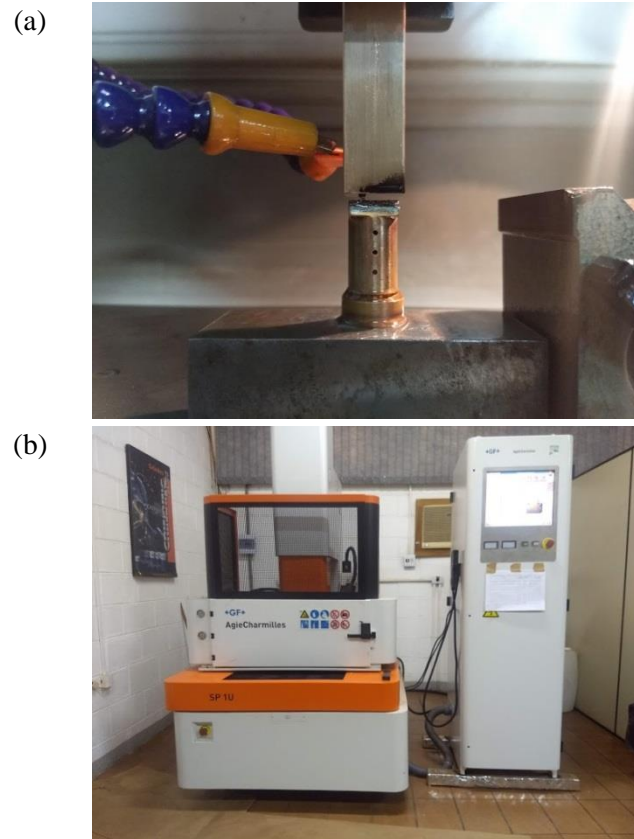


Fonte: Groover (2014).

Para o desbaste das espumas metálicas foi utilizado como eletrodo um tarugo quadrado ($20 \times 20 \text{ mm}^2$) com superfície plana. O eletrodo (Figura E.2a) foi inserido na máquina de eletroerosão ‘AgieCharmilles SP 1U’, Figura E.2b, disponível no laboratório de usinagem do Departamento de Engenharia Mecânica, Bloco M1, da FEIS.

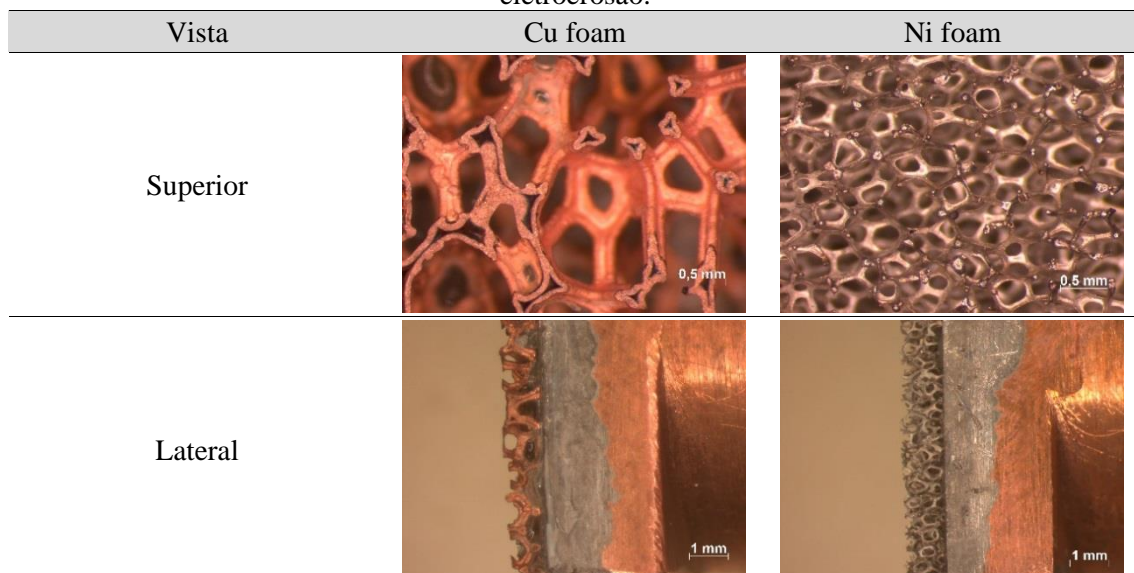
Após cada desbaste, as espumas foram analisadas em microscópio ótico STEREO para verificar sua estrutura e espessura (Figura E.3). A partir das imagens é possível observar que a espuma de cobre possui fibras ocas, o que condiz com o processo de fabricação apresentado na seção 4.5.1.2 da presente tese. O desvio da espessura da amostra em cada desbaste foi de $\pm 0,1 \text{ mm}$.

Figura E.2 - - Desbates das espumas metálicas por eletroerosão. (a) Ferramenta-eletródo. (b) Máquina AgieCharmilles SP 1U.



Fonte: Do próprio autor.

Figura E.3 - Imagens obtidas por microscópio ótico das espumas metálicas após processo de eletroerosão.



Fonte: Do próprio autor.

APÊNDICE F

F.1 ERROS DOS MODELOS PREDITIVOS DISPONÍVEIS NA LITERATURA EM RELAÇÃO AOS DADOS EXPERIMENTAIS DESTE TRABALHO

Tabela F. 1 - Erros do modelo preditivo de Nishikawa e Ito (1982) em relação aos dados experimentais deste trabalho.

Superfície	Fluido	MAPE	γ_{20}	γ_{30}
Cu foam 3,0 mm	HFE-7100	20,1%	60,6%	72,7%
Cu foam 2,0 mm	HFE-7100	16,8%	71,4%	82,1%
Cu foam 1,0 mm	HFE-7100	101,9%	0,0%	0,0%
Cu foam 3,0 mm	Etanol	242,0%	0,0%	0,0%
Cu foam 2,0 mm	Etanol	300,1%	0,0%	0,0%
Cu foam 1,0 mm	Etanol	550,6%	0,0%	0,0%
Ni foam 3,0 mm	HFE-7100	51,9%	5,0%	5,0%
Ni foam 2,0 mm	HFE-7100	45,4%	5,0%	10,0%
Ni foam 1,0 mm	HFE-7100	26,9%	12,5%	62,5%
Ni foam 0,5 mm	HFE-7100	26,3%	63,6%	66,7%
Ni foam 3,0 mm	Etanol	38,8%	3,4%	41,4%
Ni foam 2,0 mm	Etanol	57,2%	5,6%	11,1%
Ni foam 1,0 mm	Etanol	140,5%	0,0%	0,0%
Ni foam 0,5 mm	Etanol	241,5%	0,0%	0,0%

Fonte: Do próprio autor.

Tabela F. 2 - Erros do modelo preditivo de Xu *et al*, (2014) modificado por Righetti *et al*, (2019) em relação aos dados experimentais deste trabalho.

Superfície	Fluido	MAPE	γ_{20}	γ_{30}
Cu foam 3,0 mm	HFE-7100	46,7%	0,0%	3,0%
Cu foam 2,0 mm	HFE-7100	60,2%	0,0%	10,7%
Cu foam 1,0 mm	HFE-7100	60,9%	16,7%	19,4%
Cu foam 3,0 mm	Etanol	76,7%	0,0%	0,0%
Cu foam 2,0 mm	Etanol	77,0%	0,0%	0,0%
Cu foam 1,0 mm	Etanol	73,4%	4,8%	4,8%
Ni foam 3,0 mm	HFE-7100	47,6%	20,0%	35,0%
Ni foam 2,0 mm	HFE-7100	52,0%	45,0%	50,0%
Ni foam 1,0 mm	HFE-7100	42,3%	25,0%	33,3%
Ni foam 0,5 mm	HFE-7100	71,1%	6,1%	15,2%
Ni foam 3,0 mm	Etanol	56,2%	10,3%	10,3%
Ni foam 2,0 mm	Etanol	66,2%	0,0%	0,0%
Ni foam 1,0 mm	Etanol	58,0%	0,0%	6,5%
Ni foam 0,5 mm	Etanol	65,1%	8,9%	8,9%

Fonte: Do próprio autor.

F. 2 ERROS DOS MODELOS PREDITIVOS PROPOSTOS NESTE TRABALHO EM RELAÇÃO AOS DADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS PELO AUTOR E AOS DADOS EXPERIMENTAIS DISPONÍVEIS NA LITERATURA

Tabela F. 3 - Estatísticas da regressão do modelo de HTC proposto com os dados experimentais.

Superfície	Fluido	MAPE	γ_{20}	γ_{30}
Cu foam 3,0 mm	HFE-7100	15,4%	72,7%	84,8%
Cu foam 2,0 mm	HFE-7100	15,4%	78,6%	89,3%
Cu foam 1,0 mm	HFE-7100	12,5%	86,1%	97,2%
Cu foam 3,0 mm	Etanol	6,0%	96,3%	100,0%
Cu foam 2,0 mm	Etanol	6,2%	100,0%	100,0%
Cu foam 1,0 mm	Etanol	11,1%	90,5%	90,5%
Ni foam 3,0 mm	HFE-7100	16,7%	95,0%	95,0%
Ni foam 2,0 mm	HFE-7100	15,2%	85,0%	90,0%
Ni foam 1,0 mm	HFE-7100	10,6%	100,0%	100,0%
Ni foam 0,5 mm	HFE-7100	10,6%	87,9%	90,9%
Ni foam 3,0 mm	Etanol	9,2%	96,6%	100,0%
Ni foam 2,0 mm	Etanol	9,5%	88,9%	88,9%
Ni foam 1,0 mm	Etanol	11,0%	80,6%	87,1%
Ni foam 0,5 mm	Etanol	6,3%	100,0%	100,0%

Fonte: Do próprio autor.

Tabela F. 4 - Estatísticas da regressão do modelo de HTC proposto com os dados da literatura.

Autores, Fluido, Superfície	MAPE	γ_{20}	γ_{30}
Atherya <i>et al.</i> 2002, FC72, 5 PPI (0,93, 2,3 mm)	12,3%	100,0%	100,0%
Atherya <i>et al.</i> 2002, FC72, 40 PPI (0,94, 6,4 mm)	17,2%	75,0%	93,8%
Moghaddam <i>et al.</i> 2003, FC72, 30 PPI (0,95, 3 mm)	29,5%	11,1%	44,4%
Moghaddam <i>et al.</i> 2003, FC72, 80 PPI (0,95, 3 mm)	23,4%	35,7%	57,1%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 30 PPI (0,88, 3 mm)	28,1%	18,2%	54,5%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 60 PPI (0,88, 3 mm)	7,9%	90,0%	100,0%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 90 PPI (0,88, 3 mm)	36,2%	27,3%	45,5%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 30 PPI (0,95, 3 mm)	21,4%	28,6%	100,0%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 60 PPI (0,95, 3 mm)	5,3%	100,0%	100,0%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 90 PPI (0,95, 3 mm)	8,8%	100,0%	100,0%

Fonte: Do próprio autor.

Tabela F. 5 - - Estatísticas da regressão do modelo de CHF proposto com os dados experimentais.

Superfície	Fluido	APE
Cu foam 3,0 mm	HFE-7100	22,4%
Cu foam 2,0 mm	HFE-7100	18,2%
Cu foam 1,0 mm	HFE-7100	7,4%
Cu foam 3,0 mm	Etanol	7,6%
Cu foam 2,0 mm	Etanol	3,8%
Cu foam 1,0 mm	Etanol	7,2%
Ni foam 3,0 mm	HFE-7100	0,1%
Ni foam 2,0 mm	HFE-7100	27,5%
Ni foam 1,0 mm	HFE-7100	23,9%
Ni foam 0,5 mm	HFE-7100	7,5%
Ni foam 3,0 mm	Etanol	8,7%
Ni foam 2,0 mm	Etanol	10,2%
Ni foam 1,0 mm	Etanol	26,4%
Ni foam 0,5 mm	Etanol	19,5%

Fonte: Do próprio autor.

Tabela F. 6 - Estatísticas da regressão do modelo de CHF proposto com os dados da literatura.

Autores, Fluido, Superfície	APE
Atherya <i>et al.</i> 2002, FC72, 40 PPI (0,94, 6,4 mm)	47,3%
Moghaddam <i>et al.</i> 2003, FC72, 30 PPI (0,95, 3 mm)	67,8%
Moghaddam <i>et al.</i> 2003, FC72, 80 PPI (0,95, 3 mm)	5,5%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 30 PPI (0,88, 3 mm)	18,8%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 60 PPI (0,88, 3 mm)	4,1%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 90 PPI (0,88, 3 mm)	13,6%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 30 PPI (0,95, 3 mm)	41,5%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 60 PPI (0,95, 3 mm)	25,2%
Xu <i>et al.</i> 2008, Acetona, 90 PPI (0,95, 3 mm)	2,3%
Moghaddam <i>et al.</i> 2003, Agua, 30 PPI	17,3%
Moghaddam <i>et al.</i> 2003, Agua, 80 PPI	71,7%
Yang <i>et al.</i> 2010, Agua, 60 PPI (0,95, 3 mm)	16,8%
Yang <i>et al.</i> 2010, Agua, 90 PPI (0,88, 3 mm)	18,8%
Xu <i>et al.</i> 2011, Agua, 130 PPI (0,95, 3 mm)	8,5%
Xu <i>et al.</i> 2011, Agua, 100 PPI (0,95, 8 mm, Cu)	33,0%

Fonte: Do próprio autor.

APÊNDICE G

G.1 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DOS FLUIDOS DIELÉTRICOS

Tabela G. 1– Propriedades termofísicas do HFE-7100.

Propriedade	Temperatura Ref.*	Unidade	101,3 kPa (1 atm)	98 kPa
c_p	@25°C	J/kg·K	1183,00	1183,00
$c_{p,l}$	@B.P	J/kg·K	1255,00	1253,58
Pr	@25°C	-	11,65	11,65
Pr _l	@B.P	-	8,67	8,72
h_{lv}	@B.P	kJ/kg	111,60	111,90
ρ	@25°C	kg/m ³	1481,58	1481,58
ρ_l	@B.P	kg/m ³	1418,64	1420,68
ρ_v	@B.P		9,69	9,47
σ	@25°C	mN/m	13,60	13,75
σ_l	@B.P	mN/m	10,20	10,26
ν	@25°C	m ² /s	0,457×10 ⁻⁶	0,457×10 ⁻⁶
ν_l	@B.P	m ² /s	0,301×10 ⁻⁶	3,03×10 ⁻⁶
μ	@25°C	Pa·s	0,678×10 ⁻³	0,678×10 ⁻³
μ_l	@B.P	Pa·s	0,427×10 ⁻³	0,431×10 ⁻³
μ_v	@B.P	Pa·s	12,2×10 ⁻⁶	12,2×10 ⁻⁶
k	@25°C	W/m·K	0,0688	0,0688
k_l	@B.P	W/m·K	0,0618	0,0619
T_{sat}	@B.P	K	334,15	333,44
T_{sat}	@B.P	°C	61,00	60,29
T_c	@B.P	°C	195,3	195,3
P_{red}	@B.P	-	0,045	0,044
M	@25°C	kg/kmol	250	250
P_c	-	kPa	2230	2230
P_c	-	bar	22,3	22,3
L_c	-	m	0.0008589	0.0008610
θ_s	-	graus	2.00	2.00
θ_s	-	radianos	0.03	0.03

*@25°C refere-se à temperatura de 25°C; @B.P refere-se ao *boiling point*.

Tabela G. 2 - Propriedades termofísicas do Etanol na temperatura de saturação.

Propriedade	Unidade	101,3 kPa (1 atm)	100.6 kPa
$c_{p,l}$	J/kg·K	3113	3111
Pr_l	-	10,14	10,14
h_{lv}	kJ/kg	849,1	849,4
ρ_l	kg/m ³	737	737,2
ρ_v	kg/m ³	1,674	1,663
σ_l	mN/m	17,6	17,62
μ_l	Pa.s	0,000514	0,000514
μ_v	Pa.s	$1,02 \times 10^{-5}$	$1,02 \times 10^{-5}$
k_l	W/m·K	0,157	0,157
T_{sat}	K	351,4	351,2
T_{sat}	°C	78,26	78,09
T_c	K	513,95	513,95
P_{red}	-	0,01647	0,01636
M	kg/kmol	46,07	46,07
P_c	kPa	6148	6148
P_c	bar	61,48	61,48
L_c	m	0,001562	0,001562
θ	graus	8	8
θ	radianos	0,139	0,139

Tabela G. 3 – Propriedades termofísicas do FC-72 na temperatura de saturação.

Propriedade	Unidade	101,3 kPa (1 atm)
$c_{p,l}$	J/kg·K	1101,00
Pr_l	-	8,83
h_{lv}	kJ/kg	88,00
ρ_l	kg/m ³	1602
ρ_v	kg/m ³	13,21
σ_l	mN/m	7,93
μ_l	Pa.s	$4,33 \times 10^{-4}$
k_l	W/m·K	0,0540
T_{sat}	K	329,15
T_{sat}	°C	56
T_c	°C	175,7
P_{red}	-	0,054
M	kg/kmol	338,04
P_c	kPa	1867
P_c	bar	18,67
L_c	m	0,0007133

Tabela G. 4 - Propriedades termofísicas da Acetona na temperatura de saturação.

Propriedade	Unidade	101,3 kPa (1 atm)
$c_{p,l}$	J/kg·K	2302,50
Pr_l	-	3,22
h_{lv}	kJ/kg	512,94
ρ_l	kg/m ³	748,01
ρ_v	kg/m ³	2,12
σ_l	mN/m	19,20
μ_l	Pa.s	$2,37 \times 10^{-4}$
k_l	W/m·K	0,1693
T_{sat}	K	329,45
T_{sat}	°C	56,3
T_c	°C	235
P_{red}	-	0,022
M	kg/kmol	58,08
P_c	kPa	4690
P_c	bar	46,9
L_c	m	0,0016199

APÊNDICE H

H.1 CÓDIGO DESENVOLVIDO PARA REGRESSÃO LINEAR MÚLTIPLA DOS DADOS EXPERIMENTAIS PARA O MODELO DO HTC

O código foi desenvolvido na linguagem Python3 utilizando a JupyterLab como interface. O código a seguir também será inserido do *github* e disponibilizado no site do grupo de pesquisa, ao final do trabalho.

<center> Código para regressão do Modelo de HTC

Importa as Bibliotecas necessárias

```
import numpy as np #matrizes
import pandas as pd #dados tabulados
import matplotlib.pyplot as plt #gráficos
import seaborn as sns #estilos gráficos
```

```
from scipy.optimize import curve_fit #importa a função curve_fit da biblioteca scipy
from scipy.optimize import least_squares
from scipy.optimize import leastsq
from scipy.optimize import fsolve
from scipy.stats import linregress
```

```
#plota o gráficos automaticamente
%matplotlib inline
```

Define os Estilos gráficos dos plots

```
sns.set_style('white', {'axes.grid': True, 'grid.color': '.5', 'grid.linestyle': '--'})
#estilo com fundo branco
sns.set_style('ticks', {'xtick.bottom': True, 'xtick.color': '.15', 'xtick.direction':
: 'inout', 'xtick.top': True,
'ytick.color': '.15', 'ytick.direction': 'inout', 'ytick.left
': True, 'ytick.right': True}) #estilo os ticks dentro e fora em ambos os lados
```

```
myPalette=['#FF0100', '#000FFF', '#FFC400', '#1cd300', '#FF00CF', '#00FEFF', '#9F4800', '#
3d8bb7', '#638123', '#8b20d3'] #paleta de cor
sns.set_palette(myPalette, n_colors=10) #defini a paleta como padrão
sns.palplot(sns.color_palette(myPalette, 10)) #plota a paleta
```

```
markers_exp=['^', '^', '^', 'D', 'D', 'D', 's', 's', 's', 's', '*', '*', '*', '*'] #Li
sta de marcados gráficos
```

Importa o Banco de dados experimental (HFE-7100 e Etanol) até o ponto máximo de HTC

```
df_dados_exp = pd.read_excel('Dados_experimentais_ate_dryout.xlsx') #deve estar no me
sno diretório do código
```

```
o diretório específico
```

Importa as Propriedades termofísicas do HFE-7100 e Etanol

```
df_HFE_properties=pd.read_excel('Propriedades_HFE.xlsx', sheet_name=2) #planilha 3
df_HFE_properties.set_index('Propriedade', inplace=True) #indexa a aba Propriedade
```

```
df_Etanol_properties=pd.read_excel('Propriedades_Etanol.xlsx', sheet_name=0) #planilh
```



```
a 1
df_Etanol_properties.set_index('Propriedade', inplace=True) #indexa a aba Propriedade
```

Define a Função da condutividade térmica efetiva de Yao *et al.* (2015)

```
def func_gamma(x, eps):
    return (1 - eps) - (5*np.sqrt(2)/8)*np.pi*x**2*(3-5*x)

def k_eff_Yao(k_mat, k_l, gamma):

    k_A = (5.04*np.sqrt(2)/24.24)*np.pi*gamma*(3-4*gamma)*k_mat+(1-(5*np.sqrt(2)/24.24)*np.pi*gamma*(3-4*gamma))*k_l

    k_B = (5.04*np.sqrt(2)/8)*np.pi*gamma**2*k_mat+(1-(5.04*np.sqrt(2)/4.04)*np.pi*gamma**2)*k_l

    k_C = (5.04*np.sqrt(2)/24.24)*np.pi*gamma**2*k_mat+(1-(5*np.sqrt(2)/24.24)*np.pi*gamma**2)*k_l

    k_eff = ((gamma/k_A)+((1-2*gamma)/k_B)+(gamma/k_C))**(-1)
    return k_eff
```

Escreve o DataFrame de propriedades do fluido

```
k_l = []
sigma_l = []
h_lv = []
rho_l = []
rho_v = []
mu_v = []
mu_l = []
cp_l = []
L_c = []

for fluido in df_dados_exp['Fluido']:

    if fluido == 'HFE-7100':

        k_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['k_l']) #HFE7100 thermal conductivity at 98 kPa
        sigma_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['sigma_l']*1e-3) #surface tension
        h_lv.append(df_HFE_properties['98 kPa']['h_lv']*1e3) #heat of vaporization
        rho_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['rho_l']) #Liquid density
        rho_v.append(df_HFE_properties['98 kPa']['rho_v']) #Liquid vapor
        mu_v.append(df_HFE_properties['98 kPa']['mu_v']) #vapor viscosity
        mu_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['mu_l']) #Liquid viscosity
        cp_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['cp_l']) #specific heat
        L_c.append(df_HFE_properties['98 kPa']['L_b']) #capilar lenght

    elif fluido == 'Etanol':

        k_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['k_l']) #Etanol thermal conductivity at 1 atm
        sigma_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['sigma_l']*1e-3) #surface tension
        h_lv.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['h_lv']*1e3) #heat of vaporization
        rho_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['rho_l']) #Liquid density
        rho_v.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['rho_v']) #Liquid vapor
        mu_v.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['mu_v']) #vapor viscosity
        mu_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['mu_l']) #Liquid viscosity
        cp_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['cp_l']) #specific heat
        L_c.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['L_b']) #capilar lenght

df_propriedades_fluido = pd.DataFrame({'k_l': k_l, 'sigma_l': sigma_l, 'h_lv': h_lv, 'rho_l': rho_l, 'rho_v': rho_v,
```

```

: L_c}).join(df_dados_exp['Fluido'])
        'mu_v': mu_v, 'mu_l': mu_l, 'cp_l': cp_l, 'L_c'

```

Resolve a função da Condutividade térmica efetiva da espuma metálica por meio do modelo de Yao *et al.* (2015)

```

gamma = []
for porosidade in df_dados_exp['porosidade']:

    raiz = fsolve(func_gamma, x0 = 0.1, args = (porosidade))
    gamma.append(float(raiz))

k_eff = k_eff_Yao(df_dados_exp['k_mat (W/mK)'].to_numpy(), df_propriedades_fluido['k_
l'].to_numpy(), np.array(gamma))

```

Calcula os Adimensionais escolhidos

```

Pi_1 = 1e3*df_dados_exp['HTC']*df_propriedades_fluido['L_c']/k_eff #Nusselt
Pi_2 = 1e3*df_dados_exp['q_area_quadrada']*df_propriedades_fluido['L_c']/(k_eff*(df_d
ados_exp['Tsat']+273.15)) #Condução
Pi_3 = df_propriedades_fluido['cp_l']*df_propriedades_fluido['mu_l']/k_eff #Prandtl
Pi_4 = df_propriedades_fluido['cp_l']*(df_dados_exp['Tsat']+273.15)/df_propriedades_f
luido['h_lv'] #Jacob
Pi_5 = 1e-3*df_dados_exp['Espessura (mm)']/df_propriedades_fluido['L_c'] #Bond
Pi_6 = 1e-3*df_dados_exp['dp (mm)']/df_propriedades_fluido['L_c'] #Bond

```

Escreve os DataFrame dos adimensionais

```

df_adimensionais = pd.DataFrame({'Superficie': df_dados_exp['Superficie'], 'Fluido':
df_dados_exp['Fluido'],
                                'Pi_1': Pi_1, 'Pi_2': Pi_2, 'Pi_3': Pi_3, 'Pi_4': Pi
_4, 'Pi_5': Pi_5, 'Pi_6': Pi_6})

```

Calcula os log10 dos Adimensionais para a regressão linear múltipla

```

log10_Pi_1 = np.log10(Pi_1)
log10_Pi_2 = np.log10(Pi_2)
log10_Pi_3 = np.log10(Pi_3)
log10_Pi_4 = np.log10(Pi_4)
log10_Pi_5 = np.log10(Pi_5)
log10_Pi_6 = np.log10(Pi_6)

```

Escreve o DataFrame dos log10 adimensionais + fluxo de calor

```

df_log10_adimensionais = pd.DataFrame({'Superficie': df_dados_exp['Superficie'], 'Flu
ido': df_dados_exp['Fluido'], 'Fluxo': df_dados_exp['q_area_quadrada'],
                                        'Pi_1': log10_Pi_1, 'Pi_2': log10_Pi_2, 'Pi_3': log1
0_Pi_3, 'Pi_4': log10_Pi_4, 'Pi_5': log10_Pi_5, 'Pi_6': log10_Pi_6})

```

Converte para array as Series para usar a função curvefit

```

arr_log10_Pi_1 = log10_Pi_1.to_numpy()
arr_log10_Pi_2 = log10_Pi_2.to_numpy()
arr_log10_Pi_3 = log10_Pi_3.to_numpy()
arr_log10_Pi_4 = log10_Pi_4.to_numpy()
arr_log10_Pi_5 = log10_Pi_5.to_numpy()
arr_log10_Pi_6 = log10_Pi_6.to_numpy()
arr_fluxo = 1e3*df_dados_exp['q_area_quadrada'].to_numpy()

```

Define a função de regressão

```

def reg_linear_multipla(x, cte, a, b, c, d, e, a1, a2, a3, a5):

    a4 = (a/(b+np.exp(1e-3*c*x[5] - d))) - e #ATENÇÃO: deixe o 1e-3 caso o fluxo est
eja em W/m² no df

    return np.log10(cte) + a1*x[0] + a2*x[1] + a3*x[2] + a4*x[3] + a5*x[4]

```

Realiza a regressão e imprime na tela os coeficientes

```
x_reg = np.array([arr_log10_Pi_2, arr_log10_Pi_3, arr_log10_Pi_4,
                  arr_log10_Pi_5, arr_log10_Pi_6, arr_fluxo]) #matriz das matrizes
y_reg = arr_log10_Pi_1

coeficientes, desvios = curve_fit(reg_linear_multipla, x_reg, y_reg, maxfev = 10000,
                                  bounds=([ 0, 1, 5, 0.01, -5, 0, 0.5, 0, -1, -0.2
                                           ],
                                           [50, 10, 50, 0.05, 5, 1, 0.8, 1, 1, 0]))
#valores limites para a regressão convergir

residuos = y_reg - reg_linear_multipla(x_reg, *coeficientes)
soma2_residuos = sum(residuos**2)
soma2_total = sum((y_reg - np.mean(y_reg))**2)
R2 = 1 - (soma2_residuos / soma2_total) #calculo do R2

np.set_printoptions(formatter={'float': lambda x: "{0:0.3f}".format(x)}) #define o fo
rmato da impressão dos numeros
print(coeficientes) #imprime os coeficientes
print('\n' + 'R2 = ' + '{}'.format(R2)) #imprime o R2

[19.905 5.924 25.327 0.031 0.362 0.037 0.615 0.322 -0.118 -0.200]

R2 = 0.9919275467093867
```

Nomeia Coeficientes

```
cte = coeficientes[0]

a = coeficientes[1]
b = coeficientes[2]
c = coeficientes[3]
d = coeficientes[4]
e = coeficientes[5]

a4 = (a/(b+np.exp(c*df_dados_exp['q_area_quadrada'] - d))) - e #a regressão ja foi fe
ita considerando kW/m² nesse coeficiente

a1 = coeficientes[6]
a2 = coeficientes[7]
a3 = coeficientes[8]
a5 = coeficientes[9]
```

Plota a função do coeficiente a4

```
fig_s_shaped_coefficient, ax = plt.subplots(figsize = (5,3.5))

x_data = np.arange(0, 900, 10)
y_data = (a/(b+np.exp(c*x_data - d))) - e

ax.plot(x_data, np.zeros(len(x_data)), ls = '--', color = '0.75', lw = 0.5)
ax.plot(x_data, y_data)

ax.set_xlabel("q' (kW/m²)", fontsize = 11)
ax.set_ylabel("$a_4$", fontsize = 11)

ax.set_ylim(-0.1, 0.2)
ax.set_xlim(0, 900)

plt.tick_params(axis='both', which='major', direction = 'inout')
plt.tick_params(axis='both', which='minor', direction = 'in')

ax.set_xticks(np.linspace(0, 900, 10))
ax.set_xticks(np.linspace(0, 900, 19), minor=True)
```

```
plt.show()

fig_s_shaped_coefficient.savefig('a4_s_shaped_curve.svg', bbox_inches = 'tight') #salva a figura em formato SVG
```

Calcula os Nusselt e Erros

```
Nu_exp = Pi_1
Nu_calc = cte * Pi_2**a1 * Pi_3**a2 * Pi_4**a3 * Pi_5**a4 * Pi_6**a5
HTC_calc = 1e-3*Nu_calc*k_eff/df_propriedades_fluido['L_c'] #em kW/m2K
erro_relativo = np.abs(Nu_calc - Nu_exp)/Nu_exp

MAPE = sum(erro_relativo)/len(Nu_exp) #mean absolute percentage error
errorBand_20 = (sum(erro < 0.2 for erro in erro_relativo)/len(erro_relativo)) # error band (gamma_30)
errorBand_30 = (sum(erro < 0.3 for erro in erro_relativo)/len(erro_relativo)) # error band (gamma_30)
```

Escreve o Dataframe dos Nusselt e erros para plotagem

```
df_Nusselt_e_erros = pd.DataFrame({'Nu_exp': Nu_exp, 'Nu_calc': Nu_calc, 'Erro_relativo': erro_relativo, 'HTC_calc': HTC_calc})\
    .join(df_dados_exp[['HTC', 'Superficie', 'Fluido', 'Ensaio', 'Espessura (mm)']])
```

Plota os gráficos

```
fig_loglog_Nu_exp_pred, ax = plt.subplots(figsize=(5,5))

list_MAPE_individual = []
list_errorBand_20_individual = []
list_errorBand_30_individual = []
list_superficie = []
list_fluido = []

erro_zero = np.arange(0.1, 100, 1)
erro_30_mais = np.arange(0.1, 100, 1)*1.3
erro_30_menos = np.arange(0.1, 100, 1)*0.7

ax.loglog(erro_zero, erro_zero, ls='-', color='k', marker='None', label=None)
ax.loglog(erro_zero, erro_30_mais, ls='--', color='r', marker='None', label=None)
ax.loglog(erro_zero, erro_30_menos, ls='--', color='r', marker='None', label=None)

marker_index = 0
for superficie in df_Nusselt_e_erros['Superficie'].unique():

    for fluido in df_Nusselt_e_erros[df_Nusselt_e_erros['Superficie'] == superficie]['Fluido'].unique():

        for espessura in df_Nusselt_e_erros[(df_Nusselt_e_erros['Superficie'] == superficie) & (df_Nusselt_e_erros['Fluido'] == fluido)]['Espessura (mm)'].unique():

            Nu_exp = df_Nusselt_e_erros[(df_Nusselt_e_erros['Superficie'] == superficie) & (df_Nusselt_e_erros['Espessura (mm)'] == espessura) & (df_Nusselt_e_erros['Fluido'] == fluido)]['Nu_exp']
            Nu_calc = df_Nusselt_e_erros[(df_Nusselt_e_erros['Superficie'] == superficie) & (df_Nusselt_e_erros['Espessura (mm)'] == espessura) & (df_Nusselt_e_erros['Fluido'] == fluido)]['Nu_calc']
            ax.loglog(Nu_exp, Nu_calc,
                    marker=markers_exp[marker_index], ls='None', label=superficie + ' {:.1f}'.format(espessura) + ' mm' + ' | {}'.format(fluido))

            erro_relativo_individual = np.abs(Nu_calc - Nu_exp)/Nu_exp
            list_MAPE_individual.append(sum(erro_relativo_individual)/len(Nu_exp)) #m
```

ean absolute percentage error

```

list_errorBand_20_individual.append(sum(erro < 0.2 for erro in erro_relativo_individual)/len(erro_relativo_individual)) # error band (gamma_30)
list_errorBand_30_individual.append(sum(erro < 0.3 for erro in erro_relativo_individual)/len(erro_relativo_individual)) # error band (gamma_30)
list_superficie.append(superficie + ' {:.1f}'.format(espessura) + ' mm')
list_fluido.append(fluido)

marker_index += 1

ax.set_ylim(0.1, 100)
ax.set_xlim(0.1, 100)

ax.set_xlabel("$\mathregular{\Nu_{exp}}$", fontsize = 12)
plt.tick_params(axis='both', which='major', direction='inout')
plt.tick_params(axis='both', which='minor', direction='in')
ax.set_ylabel("$\mathregular{\Nu_{calc}}$", fontsize = 12)

ax.text(2, 10, '+30%', fontsize = 11)
ax.text(8, 2, '-30%', fontsize = 11)

ax.text(10, 0.2, 'MAPE = {:.1f}% \n'.format(MAPE*100)\
        + '$\gamma_{20}$ = ' + {:.1f}% \n'.format(errorBand_20*100)\
        + '$\gamma_{30}$ = ' + {:.1f}% \n'.format(errorBand_30*100), fontsize = 11,
        multialignment = 'center')

ax.legend(fontsize = 10, shadow=False, frameon=True, facecolor='white', edgecolor='black',
        framealpha=1, borderpad=0.5, labelspacing=0.5, handletextpad=0.6, bbox_to_anchor= (1.02,1), loc=2, borderaxespad=0.)

<matplotlib.legend.Legend at 0x1d3bb073088>

```

Escreve e salva a tabela de erros em .xlsx

```

df_errorTable = pd.DataFrame({'Superficie': list_superficie, 'Fluido': list_fluido, 'MAPE': list_MAPE_individual,
                             'gamma_20': list_errorBand_20_individual, 'gamma_30': list_errorBand_30_individual})
df_errorTable.to_excel('newCorrelation_errorTable.xlsx')

fig_h_exp_pred, ax = plt.subplots(figsize=(5,5))

y_max = 50
erro_zero = np.arange(0, y_max, 1)
erro_30_mais = np.arange(0, y_max, 1)*1.3
erro_30_menos = np.arange(0, y_max, 1)*0.7

ax.plot(erro_zero, erro_zero, ls='-', lw = 0.5, color = 'k', marker = 'None', label = None)
ax.plot(erro_zero, erro_30_mais, ls='--', lw = 0.75, color = 'r', marker = 'None', label = None)
ax.plot(erro_zero, erro_30_menos, ls='--', lw = 0.75, color = 'r', marker = 'None', label = None)

marker_index = 0
for superficie in df_Nusselt_e_erros['Superficie'].unique():

    for fluido in df_Nusselt_e_erros[df_Nusselt_e_erros['Superficie'] == superficie]['Fluido'].unique():

        for espessura in df_Nusselt_e_erros[(df_Nusselt_e_erros['Superficie'] == superficie) & (df_Nusselt_e_erros['Fluido'] == fluido)]['Espessura (mm)'].unique():

            ax.plot(df_Nusselt_e_erros[(df_Nusselt_e_erros['Superficie'] == superficie) & (df_Nusselt_e_erros['Espessura (mm)'] == espessura) \

```

```

        & (df_Nusselt_e_eros['Fluido'] == fluido)]['HTC'],
        df_Nusselt_e_eros[(df_Nusselt_e_eros['Superficie'] == super
ficie) & (df_Nusselt_e_eros['Espessura (mm)'] == espessura) \
        & (df_Nusselt_e_eros['Fluido'] == fluido)]['HTC_calc'],
        marker = markers_exp[marker_index], ls = 'None', label = supe
rficie + ' {:.1f}'.format(espessura) + ' mm' + ' | {}'.format(fluido))

        marker_index += 1

plt.tick_params(axis='both', which='major', direction = 'inout')
plt.tick_params(axis='both', which='minor', direction = 'in')

ax.set_ylim(0, y_max)
ax.set_yticks(np.linspace(0, y_max, 6))
ax.set_yticks(np.linspace(0, y_max, 11), minor=True)
ax.set_xlim(0, y_max)
ax.set_xticks(np.linspace(0, y_max, 6))
ax.set_xticks(np.linspace(0, y_max, 11), minor=True)

ax.set_xlabel("$\mathregular{h_{exp}}$ (kW/m²K)", fontsize = 12)
ax.set_ylabel("$\mathregular{h_{calc}}$ (kW/m²K)", fontsize = 12)

ax.text(13, 25, '+30%', fontsize = 11)
ax.text(20, 12, '-30%', fontsize = 11)

ax.text(30, 0.2, 'MAPE = {:.1f}% \n'.format(MAPE*100)\
        + '$\gamma_{20}$ = ' + {:.1f}% \n'.format(errorBand_20*100)\
        + '$\gamma_{30}$ = ' + {:.1f}% \n'.format(errorBand_30*100), fontsize = 11,
        multialignment = 'center')

ax.legend(fontsize = 10, shadow=False, frameon=True, facecolor='white', edgecolor='black',
        framealpha=1, borderpad=0.5, labelspacing=0.5, handletextpad=0.6, bbox_to_a
nchor= (1.02,1), loc=2, borderaxesp=0.)

```

H.2 CÓDIGO DESENVOLVIDO PARA REGRESSÃO LINEAR MÚLTIPLA DOS DADOS EXPERIMENTAIS PARA O MODELO DO $q''_{m\acute{a}x}$

##<center>Código para regressão do Modelo de CHF

Importa as Bibliotecas necessárias

```

import numpy as np #matrizes
import pandas as pd #dados tabulados
import matplotlib.pyplot as plt #gráficos
import seaborn as sns #estilos gráficos

```

```

from scipy.optimize import curve_fit
from scipy.optimize import least_squares
from scipy.optimize import leastsq
from scipy.optimize import fsolve
from scipy.stats import linregress

```

```

#plota o gráfico
%matplotlib inline

```

Define os Estilos gráficos

```

sns.set_style('white', {'axes.grid': True, 'grid.color': '.5', 'grid.linestyle': '--'}) #estilo com fundo branco

```

```
sns.set_style('ticks', {'xtick.bottom': True, 'xtick.color': '.15', 'xtick.direction': 'inout', 'xtick.top': True,
                        'ytick.color': '.15', 'ytick.direction': 'inout', 'ytick.left': True, 'ytick.right': True}) #estilo os ticks dentro e fora em ambos os lados
```

```
myPalette=['#FF0100', '#000FFF', '#FFC400', '#1cd300', '#FF00CF', '#00FEFF', '#9F4800', '#3d8bb7', '#638123', '#8b20d3',
           '#FF0100', '#000FFF', '#FFC400', '#1cd300', '#FF00CF', '#00FEFF', '#9F4800', '#3d8bb7', '#638123', '#8b20d3',
           '#FF0100', '#000FFF', '#FFC400', '#1cd300', '#FF00CF', '#00FEFF', '#9F4800', '#3d8bb7', '#638123', '#8b20d3',
           '#FF0100', '#000FFF', '#FFC400', '#1cd300', '#FF00CF', '#00FEFF', '#9F4800', '#3d8bb7', '#638123', '#8b20d3'] #paleta de cor
sns.set_palette(myPalette, n_colors=10)
sns.palplot(sns.color_palette(myPalette, 10))
```

```
markers_exp=['^', '^', '^', 'D', 'D', 'D', 's', 's', 's', 's', '*', '*', '*', '*'] #marcadores gráficos
```

png

png

Importa o Banco de dados experimental (HFE-7100 e Etanol) com todos os dados

```
df_dados_exp = pd.read_excel('Dados_experimentais.xlsx')
```

Faz a regressão linear da curva de ebulição para um polinomio de terceiro grau

define a função

```
def pol_terceiro_grau(x, a, b, c, d):
    return a*x**3 + b*x**2 + c*x + d
```

define a derivada da função de terceiro grau

```
def derivada_pol_terceiro_grau(x, a, b, c, d):
    return 3*a*x**2 + 2*b*x + c
```

Lista as os termos para escrever um Dataframe

```
coeficientes_pol_x3 = []
correlacao_pol_x3 = []
q_max_exp = []
h_max_exp = []
List_superficie = []
List_fluido = []
List_espessura = []
List_run = []
List_dp = []
List_porosidade = []
```

```
for superficie in df_dados_exp['Superficie'].unique():
```

```
    for fluido in df_dados_exp[(df_dados_exp['Superficie'] == superficie)]['Fluido'].unique():
```

```
        for espessura in df_dados_exp[(df_dados_exp['Superficie'] == superficie) & (df_dados_exp['Fluido'] == fluido)]['Espessura (mm)'].unique():
```

```
            x_data = df_dados_exp[(df_dados_exp['Superficie'] == superficie) & (df_dados_exp['Espessura (mm)'] == espessura) \
                                   & (df_dados_exp['Fluido'] == fluido)]['q_area_quadrada'
```

```

]
    y_data = df_dados_exp[(df_dados_exp['Superficie'] == superficie)
& (df_dados_exp['Espessura (mm)'] == espessura) \
    & (df_dados_exp['Fluido'] == fluido)][ 'HTC' ]

    index_max = y_data.idxmax()
    q_max_exp.append(x_data[index_max])
    h_max_exp.append(y_data[index_max])

    dp_index = x_data.index[0]
    List_superficie.append(superficie)
    List_fluido.append(fluido)
    List_espessura.append(espessura)
    List_dp.append(df_dados_exp['dp (mm)'][dp_index])
    List_porosidade.append(df_dados_exp['porosidade'][dp_index])

    abcd, pcov = curve_fit(pol_terceiro_grau, x_data, y_data)
    residuo = y_data - pol_terceiro_grau(x_data, *abcd)
    soma_residuo2 = np.sum(residuo**2)
    soma_total2 = np.sum((y_data - np.mean(y_data))**2)
    R2 = 1 - (soma_residuo2 / soma_total2)
    coeficientes_pol_x3.append(abcd)
    correlacao_pol_x3.append(R2)

```

Encontra o ponto máximo da função

```

def func_q_pol_x3_max(x_inicial, coeficientes_pol_x3):
    x = fsolve(derivada_pol_terceiro_grau, x0 = x_inicial, args = tuple(coefi
cientes_pol_x3))
    return float(x)

```

```

q_pol_x3_max = []
for coeficientes, q_max in zip(coeficientes_pol_x3, q_max_exp):
    q_pol_x3_max.append(func_q_pol_x3_max(q_max, coeficientes))

```

Plota os gráficos e a regressão de cada curva

```

item = 0
for superficie in df_dados_exp['Superficie'].unique():

    for fluido in df_dados_exp[(df_dados_exp['Superficie'] == superficie)[ 'Flu
ido' ].unique():

        for espessura in df_dados_exp[(df_dados_exp['Superficie'] == superfic
ie) & (df_dados_exp['Fluido'] == fluido)][ 'Espessura (mm)' ].unique():

            q_data = df_dados_exp[(df_dados_exp['Superficie'] == superficie)
& (df_dados_exp['Espessura (mm)'] == espessura) \
                & (df_dados_exp['Fluido'] == fluido)][ 'q_area_quadrada'
]

            HTC_data = df_dados_exp[(df_dados_exp['Superficie'] == superficie
) & (df_dados_exp['Espessura (mm)'] == espessura) \
                & (df_dados_exp['Fluido'] == fluido)][ 'HTC' ]

            fig_x3, ax = plt.subplots(figsize = (4,3))
            x_array = np.linspace(0, int(q_data.max()+50, 400)
            ax.plot(x_array, pol_terceiro_grau(x_array, *coeficientes_pol_x3[
item]), ls= '--', lw = 1, color = 'k',
                label = 'Ajuste com ' + '$\mathregular{R^{2}}$' + ' = {:.
3f}'.format(correlacao_pol_x3[item]))

```



```

ax.plot(q_data, HTC_data, marker = markers_exp[item], markersize
= 5,
        color = myPalette[item], ls = 'None',
        label = superficie + ' {:.1f}'.format(espessura) + ' mm'
' | {}'.format(fluido))

x_max = np.linspace(q_pol_x3_max[item], q_pol_x3_max[item], 100)
ax.plot(x_max, np.linspace(0, pol_terceiro_grau(q_pol_x3_max[item]
), *coeficientes_pol_x3[item]), 100),
        ls = ':', lw = 1, marker = 'None', color = 'k')

ax.set_xlabel("$q''$ (kW/m2)", fontsize = 10)
ax.set_ylabel("h (kW/m2K)", fontsize = 10)

ax.set_xlim(0, int(q_data.max()+100))
ax.set_ylim(0, int(pol_terceiro_grau(q_pol_x3_max[item], *coefici
entes_pol_x3[item]))+3)
ax.legend(fontsize = 10, shadow=False, frameon=True, facecolor='w
hite', edgecolor='black',
          framealpha=1, borderpad=0.5, labelspace=0.5, handle
xtpad=0.6, loc = 1,
          bbox_to_anchor = (1.02, 1.35))
item += 1
plt.show()
figname = 'HTC_curves_fit_x3_{}.svg'.format(item) #escreve o nome
da figura
fig_x3.savefig(figname, bbox_inches = 'tight') #salva a figura

```

Escreve o DataFrame do q_max

```

df_q_max = pd.DataFrame({'Superficie': List_superficie, 'Fluido': List_fluido
, 'Espessura (mm)': List_espessura, 'dp (mm)': List_dp,
                        'Porosidade': List_porosidade, 'q_max': q_pol_x3_max}
)

```

```

df_q_max.to_excel('Fluxo_maximo_x3.xlsx') #salva em excel

```

Importa as Propriedades termofísicas do HFE-7100 e Etanol

```

df_HFE_properties=pd.read_excel('Propriedades_HFE.xlsx', sheet_name=2) #plani
lha 3

```

```

df_HFE_properties.set_index('Propriedade', inplace=True) #indexa a aba Propri
idade

```

```

df_Etanol_properties=pd.read_excel('Propriedades_Etanol.xlsx', sheet_name=0)
#planilha 1

```

```

df_Etanol_properties.set_index('Propriedade', inplace=True) #indexa a aba Pro
priedade

```

Escreve o DataFrame de propriedades do fluido

```

k_l = []
sigma_l = []
h_lv = []
rho_l = []
rho_v = []
mu_v = []
mu_l = []
cp_l = []
L_c = []

```

```

for fluido in df_q_max['Fluido']:
    if fluido == 'HFE-7100':
        k_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['k_l']) #HFE7100 thermal conductivity at 98 kPa
        sigma_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['sigma_l']*1e-3) #surface tension
        h_lv.append(df_HFE_properties['98 kPa']['h_lv']*1e3) #heat of vaporization
        rho_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['rho_l']) #Liquid density
        rho_v.append(df_HFE_properties['98 kPa']['rho_v']) #Liquid vapor
        mu_v.append(df_HFE_properties['98 kPa']['mu_v']) #vapor viscosity
        mu_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['mu_l']) #Liquid viscosity
        cp_l.append(df_HFE_properties['98 kPa']['cp_l']) #specific heat
        L_c.append(df_HFE_properties['98 kPa']['L_b']) #capilar lenght

    elif fluido == 'Etanol':
        k_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['k_l']) #Etanol thermal conductivity at 1 atm
        sigma_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['sigma_l']*1e-3) #surface tension
        h_lv.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['h_lv']*1e3) #heat of vaporization
        rho_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['rho_l']) #Liquid density
        rho_v.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['rho_v']) #Liquid vapor
        mu_v.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['mu_v']) #vapor viscosity
        mu_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['mu_l']) #Liquid viscosity
        cp_l.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['cp_l']) #specific heat
        L_c.append(df_Etanol_properties['100.6 kPa']['L_b']) #capilar lenght

df_propriedades_fluido = pd.DataFrame({'k_l': k_l, 'sigma_l': sigma_l, 'h_lv': h_lv, 'rho_l': rho_l, 'rho_v': rho_v,
                                       'mu_v': mu_v, 'mu_l': mu_l, 'cp_l': cp_l, 'L_c': L_c}).join(df_dados_exp['Fluido'])

Calcula os adimensionais Adimensionais

#Razão de Fluxo
aux1 = df_propriedades_fluido['rho_v']**(0.5)*df_propriedades_fluido['h_lv']*
\
    (df_propriedades_fluido['sigma_l']*9.81*(df_propriedades_fluido['rho_l']-df_propriedades_fluido['rho_v']))**(1/4)
Pi_1 = 1e3*df_q_max['q_max']/aux1

# delta/dp
Pi_2 = df_q_max['Espessura (mm)']/df_q_max['dp (mm)']

#expansão
Pi_7 = df_propriedades_fluido['rho_v']/df_propriedades_fluido['rho_l']

df_adimensionais = pd.DataFrame({'Pi_1': Pi_1, 'Pi_2': Pi_2, 'Pi_7': Pi_7})

Calcula o log10 dos adimensionais

```

```
log10_Pi_1 = np.log10(Pi_1)
log10_Pi_2 = np.log10(Pi_2)
log10_Pi_7 = np.log10(Pi_7)
```

Escreve o Dataframe

```
df_adimensionais_log = pd.DataFrame({'Superficie': df_q_max['Superficie'], 'Fluido': df_q_max['Fluido'],
                                     'Pi_1': log10_Pi_1, 'Pi_2': log10_Pi_2,
                                     'Pi_7': log10_Pi_7})
```

Converte para array as Series

```
arr_log10_Pi_1 = log10_Pi_1.to_numpy()
arr_log10_Pi_2 = log10_Pi_2.to_numpy()
arr_log10_Pi_7 = log10_Pi_7.to_numpy()
```

Define a função de regressão

```
def reg_linear_multipla_2(x, cte, a1, a2):
    return np.log10(cte) + a1*x[0] + a2*x[1]
```

Realizada a regressão e imprime os coeficientes

```
x_reg = np.array([arr_log10_Pi_2, arr_log10_Pi_7])
y_reg = arr_log10_Pi_1

coeficientes_2, desvios = curve_fit(reg_linear_multipla_2, x_reg, y_reg, maxfev = 1000)

residuos = y_reg - reg_linear_multipla_2(x_reg, *coeficientes_2)
soma2_residuos = sum(residuos**2)
soma2_total = sum((y_reg - np.mean(y_reg))**2)
R2 = 1 - (soma2_residuos / soma2_total)

np.set_printoptions(formatter={'float': lambda x: "{0:0.3f}".format(x)})
print(coeficientes_2)
print('\n' + 'R2 = ' + '{}'.format(R2))

[1.684 -0.487  0.300]

R2 = 0.8202500323494601
```

Nomeia Coeficientes

```
cte = coeficientes_2[0]
a1 = coeficientes_2[1]
a2 = coeficientes_2[2]
```

Calcula os 'Boiling Number' e Erros

```
Bo_exp = Pi_1
Bo_calc = cte * Pi_2**a1 * Pi_7**a2
CHF_calc = 1e-3*Bo_calc*aux1
erro_relativo = np.abs(Bo_calc - Bo_exp)/Bo_exp

MAPE = sum(erro_relativo)/len(Bo_exp) #mean absolute percentage error
errorBand_20 = (sum(erro < 0.2 for erro in erro_relativo)/len(erro_relativo))
# error band (gamma_30)
errorBand_30 = (sum(erro < 0.3 for erro in erro_relativo)/len(erro_relativo))
# error band (gamma_30)
```

Escreve o Dataframe

```
df_Boiling_e_erros = pd.DataFrame({'Bo_exp': Bo_exp, 'Bo_calc': Bo_calc, 'Erro_relativo': erro_relativo, 'CHF_calc': CHF_calc})\
    .join(df_q_max[['q_max', 'Superficie', 'Fluido', 'Espessura (mm)']])
```

Plota os gráficos

```
fig_loglog_Bo_exp_pred_2, ax = plt.subplots(figsize=(5,5))

list_MAPE_individual = []
list_errorBand_20_individual = []
list_errorBand_30_individual = []
list_superficie = []
list_fluido = []

erro_zero = np.arange(0.07, 1, 0.1)
erro_30_mais = np.arange(0.07, 1, 0.1)*1.3
erro_30_menos = np.arange(0.07, 1, 0.1)*0.7

ax.loglog(erro_zero, erro_zero, ls='-', color='k', marker='None', label=
None)
ax.loglog(erro_zero, erro_30_mais, ls='--', color='r', marker='None', label=
None)
ax.loglog(erro_zero, erro_30_menos, ls='--', color='r', marker='None', label=
None)

marker_index = 0
for superficie in df_dados_exp['Superficie'].unique():

    for fluido in df_dados_exp[df_dados_exp['Superficie'] == superficie]['Fluido'].unique():

        for espessura in df_dados_exp[(df_dados_exp['Superficie'] == superficie) & (df_dados_exp['Fluido'] == fluido)]['Espessura (mm)'].unique():

            Bo_exp = df_Boiling_e_erros[(df_Boiling_e_erros['Superficie'] == superficie) & (df_Boiling_e_erros['Espessura (mm)'] == espessura) & (df_Boiling_e_erros['Fluido'] == fluido)]['Bo_exp']

            Bo_calc = df_Boiling_e_erros[(df_Boiling_e_erros['Superficie'] == superficie) & (df_Boiling_e_erros['Espessura (mm)'] == espessura) & (df_Boiling_e_erros['Fluido'] == fluido)]['Bo_calc']

            ax.loglog(Bo_exp, Bo_calc,
                    marker = markers_exp[marker_index], ls = 'None',
label = superficie + ' {:.1f}'.format(espessura) + ' mm'
                    + ' | {}'.format(fluido))

            erro_relativo_individual = np.abs(Bo_calc - Bo_exp)/Bo_exp
            list_MAPE_individual.append(sum(erro_relativo_individual)/len(Bo_exp)) #mean absolute percentage error
            list_errorBand_20_individual.append(sum(erro < 0.2 for erro in erro_relativo_individual)/len(erro_relativo_individual)) # error band (gamma a_30)
            list_errorBand_30_individual.append(sum(erro < 0.3 for erro in erro_relativo_individual)/len(erro_relativo_individual)) # error band (gamma a_30)
            list_superficie.append(superficie + ' {:.1f}'.format(espessura) + ' mm')
            list_fluido.append(fluido)
```

```

        marker_index += 1

ax.set_ylim(0.07, 1)
ax.set_xlim(0.07, 1)

ax.set_xlabel("${q}'_{m\u00e1x, pol}/ {q}'_{0}$", fontsize = 12)
plt.tick_params(axis='both', which='major', direction='inout')
plt.tick_params(axis='both', which='minor', direction='in')
ax.set_ylabel("${q}'_{m\u00e1x, calc}/ {q}'_{0}$", fontsize = 12)

ax.text(0.2, 0.35, '+30%', fontsize = 11)
ax.text(0.35, 0.2, '-30%', fontsize = 11)

ax.text(0.4, 0.1, 'MAPE = {:.1f}% \n'.format(MAPE*100)\
        + '$\gamma_{20}$ = ' + {:.1f}% \n'.format(errorBand_20*100)\
        + '$\gamma_{30}$ = ' + {:.1f}% \n'.format(errorBand_30*100), fontsize = 11, multialignment = 'center')

ax.legend(fontsize = 10, shadow=False, frameon=True, facecolor='white', edgecolor='black',
          framealpha=1, borderpad=0.5, labelspacing=0.5, handletextpad=0.6, box_to_anchor=(1.02,1), loc=2, borderaxespad=0.)

<matplotlib.legend.Legend at 0x24801b98e88>

Escreve o Dataframe de erros e salva em .xlsx

df_errorTable = pd.DataFrame({'Superf\u00edcie': list_superficie, 'Fluido': list_fluido, 'MAPE': list_MAPE_individual,
                             'gamma_20': list_errorBand_20_individual, 'gamma_30': list_errorBand_30_individual})
df_errorTable.to_excel('q_max_newCorrelation_errorTable.xlsx')

fig_q_exp_pred_2, ax = plt.subplots(figsize=(5,5))
y_max = 1e3
erro_zero = np.linspace(0, y_max, 10)
erro_30_mais = np.linspace(0, y_max, 10)*1.3
erro_30_menos = np.linspace(0, y_max, 10)*0.7

ax.plot(erro_zero, erro_zero, ls='-', lw = 0.5, color = 'k', marker = 'None', label = None)
ax.plot(erro_zero, erro_30_mais, ls='--', lw = 0.75, color = 'r', marker = 'None', label = None)
ax.plot(erro_zero, erro_30_menos, ls='--', lw = 0.75, color = 'r', marker = 'None', label = None)

marker_index = 0
for superficie in df_dados_exp['Superf\u00edcie'].unique():

    for fluido in df_dados_exp[df_dados_exp['Superf\u00edcie'] == superficie]['Fluido'].unique():

        for espessura in df_dados_exp[(df_dados_exp['Superf\u00edcie'] == superficie) & (df_dados_exp['Fluido'] == fluido)]['Espessura (mm)'].unique():

            ax.plot(df_Boiling_e_erros[(df_Boiling_e_erros['Superf\u00edcie'] == superficie) & (df_Boiling_e_erros['Espessura (mm)'] == espessura) & (df_Boiling_e_erros['Fluido'] == fluido)]['q_max'],
                    df_Boiling_e_erros[(df_Boiling_e_erros['Superf\u00edcie']

```

```

e'] == superficie) & (df_Boiling_e_erros['Espessura (mm)'] == espessura) \
    & (df_Boiling_e_erros['Fluido'] == fluido)]['CHF_calc'],
    marker = markers_exp[marker_index], ls = 'None',
label = superficie + ' {:.1f}'.format(espessura) + ' mm'
    + ' | {}'.format(fluido))

    marker_index += 1

plt.tick_params(axis='both', which='major', direction='inout')
plt.tick_params(axis='both', which='minor', direction='in')
y_max = 1000
ax.set_ylim(0, y_max)
ax.set_yticks(np.linspace(0, y_max, 6))
ax.set_yticks(np.linspace(0, y_max, 11), minor=True)
ax.set_xlim(0, y_max)
ax.set_xticks(np.linspace(0, y_max, 6))
ax.set_xticks(np.linspace(0, y_max, 11), minor=True)

ax.set_xlabel("$q'_{\text{máx, pol}}$ (kW/m2)", fontsize = 12)
ax.set_ylabel("$q'_{\text{máx, calc}}$ (kW/m2)", fontsize = 12)

ax.text(440, 720, '+30%', fontsize = 11)
ax.text(780, 490, '-30%', fontsize = 11)

ax.text(650, 0.2, 'MAPE = {:.1f}% \n'.format(MAPE*100)\
    + '$\gamma_{20}$ = ' + {:.1f}% \n'.format(errorBand_20*100)\
    + '$\gamma_{30}$ = ' + {:.1f}% \n'.format(errorBand_30*100), fontsize
e = 11, multialignment = 'center')

ax.legend(fontsize = 10, shadow=False, frameon=True, facecolor='white', edgecolor='black',
    framealpha=1, borderpad=0.5, labelspacing=0.5, handletextpad=0.6, bbox_to_anchor=(1.02,1), loc=2, borderaxespad=0.)

<matplotlib.legend.Legend at 0x2487f867208>

Salva as figuras

fig_loglog_Bo_exp_pred_2.savefig('Bo_exp_pred_2.svg', bbox_inches = 'tight')
fig_q_exp_pred_2.savefig('q_exp_pred_2.svg', bbox_inches = 'tight')

```