



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA-UFSC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

Augusto Guelli Ulson de Souza

***INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA
DE CALOR DE SUPERFÍCIES ESTENDIDAS AQUECIDAS PARA
SPRAYS DE FLUIDO REFRIGERANTE***

Florianópolis, SC

Novembro de 2011

Augusto Guelli Ulson de Souza

***INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA
DE CALOR DE SUPERFÍCIES ESTENDIDAS AQUECIDAS PARA
SPRAYS DE FLUIDO REFRIGERANTE***

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Jader Riso Barbosa Junior, Ph. D.

Florianópolis, SC

Novembro de 2011

**Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária da
Universidade Federal de Santa Catarina**

S729i Souza, Augusto Guelli Ulson de

Investigação experimental da transferência de calor de superfícies estendidas aquecidas para sprays de fluido refrigerante [dissertação] / Augusto Guelli Ulson de Souza ; orientador, Jader Riso Barbosa Junior. - Florianópolis, SC, 2011.

153 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeração. 3. Fluidos lubri-refrigerantes. 4. Calor - Transmissão. I. Barbosa Junior, Jader Riso. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

Augusto Guelli Ulson de Souza

***INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA
DE CALOR DE SUPERFÍCIES ESTENDIDAS AQUECIDAS PARA
SPRAYS DE FLUIDO REFRIGERANTE***

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica" e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 11 de novembro de 2011

Prof. Jader Riso Barbosa Junior - Orientador

Prof. Julio Cesar Passos - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Jader Riso Barbosa Junior - Presidente

Prof. Gherhardt Ribatski (EESC-USP)

Prof. Vicente de Paulo Nicolau

Prof. Julio Cesar Passos

“Aquele que sabe se concentrar em uma meta e insistir nela como único objetivo, obtém, ao fim e ao cabo, a capacidade de realizar qualquer coisa.”

Mahatma Gandhi

Aos meus pais, **Augusto e Selene**,

e ao meu irmão **André**,

pelo amor, apoio e confiança.

Aos meus **Amigos**,

pelos momentos de descontração, festas e alegrias.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador, professor Dr. Jader Riso Barbosa Junior, pelos ensinamentos, orientação, constantes incentivos e amizade.

Aos professores do POSMEC, pelos conhecimentos transmitidos.

À UFSC e ao POSMEC, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, pela oportunidade de realizar este curso de Mestrado.

Ao POLO, pela infraestrutura disponibilizada e pela oportunidade de participar deste grupo de pesquisa de excelência na área de Transferência de Calor.

À EMBRACO, pelo apoio financeiro concedido através do financiamento ao POLO de diversos projetos na área de Transferência de Calor.

À CAPES, pelo apoio financeiro através da bolsa concedida.

A todos os colegas de trabalho do POLO, em especial a Rafael Lima e a Getulio Vianna, que trabalharam diretamente com esse projeto, se dedicando com muito empenho e contribuindo para a montagem da bancada experimental e a realização dos testes.

Agradecimento especial aos amigos Joel Boeng, Gil Goss Júnior, Paulo César Rosales Palomino, Rafael Borin Reeberg e Rafael Hafemann Moser pelo companheirismo nas muitas noites de debates e estudo ao longo do curso das disciplinas do mestrado;

À turma do futebol do POLO por tornar as terças e sextas muito mais agradáveis.

À minha linda namorada, Camila, pelo carinho e atenção.

À minha família, pelo apoio, incentivo e exemplo ao longo destes anos.

Agradeço a todos aqueles que, das mais variadas formas, colaboraram na realização deste trabalho.

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

ABSTRACT

1	INTRODUÇÃO	3
1.1	Motivação.....	4
1.2	Objetivo	5
1.3	Estrutura do Documento.....	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1	Ebulição em convecção natural (<i>Pool Boiling</i>)	7
2.1.1	Efeito da microestrutura da superfície.....	9
2.1.2	Efeito do ângulo de contato	9
2.1.3	Efeito do grau de subresfriamento	10
2.2	Envelhecimento da Superfície	11
2.3	Correlações para ebulição em convecção natural (<i>Pool Boiling</i>).....	15
2.3.1	Correlação de Rohsenow.....	15
2.3.2	Correlação de Forster-Zuber	17
2.3.3	Correlação de Stephan e Abdelsalam.....	19
2.3.4	Correlação de Cooper.....	19
2.3.5	Correlação de Gorenflo	20

2.3.6	Outras Correlações	20
2.4	Utilização de superfícies estendidas para intensificação da transferência de calor – Espumas Metálicas e a ebulição em convecção natural.	23
2.4.1	Efeito da densidade linear de poros.....	24
2.4.2	Efeito da espessura da espuma metálica	25
2.4.3	Efeito do Sub-resfriamento do Líquido.....	26
2.4.4	Efeito da Presença de Óleo na Superfície.....	27
2.4.5	Efeito da Inclinação da Superfície.....	28
2.4.6	Correlações para a ebulição em convecção natural em espumas metálicas	29
2.5	Resfriamento por <i>spray</i> (<i>Spray cooling</i>)	30
2.5.1	Histerese	35
2.6	Correlações para resfriamento por <i>spray</i> (<i>Spray Cooling</i>)	35
2.7	<i>Spray Cooling</i> empregando R-134a	37
2.8	Objetivos Específicos	39
3	TRABALHO EXPERIMENTAL.....	41
3.1	Bancada experimental	41
3.2	Câmara de teste.....	42
3.3	Seção de testes	43
3.3.1	Vedação da Câmara de Teste	46
3.3.2	Isolamento Térmico da Seção.....	47
3.4	Superfícies Testadas	48
3.4.1	Superfície Plana	48
3.4.2	Superfície Aletada com Canais Radiais	48

3.4.3	Superfície com Malha Porosa (Espuma Metálica)....	49
3.5	Bico injetor	50
3.6	Fluido de operação	51
3.7	Controle da vazão.....	51
3.8	Controle da temperatura	52
3.9	Controle da pressão	53
3.10	Controle da potência dissipada	53
3.11	Medição dos parâmetros	54
3.11.1	Medição de temperatura	54
3.11.2	Medição de Pressão	56
3.11.3	Medição de Potência.....	56
3.11.4	Medição de vazão mássica	56
3.12	Sistema de Aquisição de Dados.....	57
3.13	Software de aquisição e controle.....	58
3.13.1	Critério de Convergência	60
4	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	61
4.1	Calibração	61
4.1.1	Calibração dos termopares	62
4.1.2	Calibração do transdutor de vazão mássica	63
4.1.3	Calibração dos transdutores de potência.....	65
4.1.4	Calibração dos transdutores de pressão	66
4.2	Incertezas de Medição	66
4.2.1	Incerteza associada à medição de pressão	67

4.2.2	Incerteza associada ao cálculo da temperatura de saturação do fluido	69
4.2.3	Incerteza associada à medição de temperatura.....	70
4.2.4	Incerteza associada à medição de potência elétrica	72
4.2.5	Incerteza associada ao cálculo do coeficiente de transferência de calor	74
4.2.6	Incerteza associada à medição de vazão mássica	75
4.2.7	Incerteza associada à medição do ângulo de abertura do <i>spray</i>	77
4.3	Teste de Estanqueidade	79
4.3.1	Limite máximo de vazamento	80
4.4	Carga de Fluido Refrigerante	85
4.5	Recolhimento do Fluido Refrigerante	86
4.6	Teste de Resfriamento por <i>Spray (Spray Cooling)</i>	88
4.6.1	Medidas anti-cavitação.....	88
4.6.2	Estabilização dos parâmetros de testes	91
4.6.3	Condições de testes.....	93
4.6.4	Teste de <i>Pool Boiling</i>	95
4.7	Eficiência do Isolamento.....	95
4.7.1	Simulação da perda de calor pelo isolamento térmico	96
4.7.2	Resistências térmicas.....	100
4.7.3	Correção do calor perdido pelo isolamento	104
4.7.4	Correção da temperatura da superfície	105
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	108

5.1	Caracterização de parâmetros comuns às condições de testes de <i>spray cooling</i>	108
5.1.1	Medição do ângulo de abertura do <i>spray</i>	108
5.1.2	Curva de perda de carga do bico injetor	109
5.1.3	Verificação da formação de vapor <i>flash</i> durante a expansão no bico injetor	110
5.2	<i>Spray Cooling</i>	112
5.2.1	Superfície Plana	112
5.2.2	Efeito da Vazão	116
5.2.3	Comparação entre <i>Spray Cooling</i> e <i>Pool Boiling</i>	120
5.2.4	Efeito da Pressão	122
5.2.5	Superfície com Espuma Metálica	125
5.2.6	Superfície aletada com canais radiais	132
5.3	<i>Pool Boiling</i>	135
5.3.1	Superfície com Espuma Metálica	135
5.3.2	Superfície aletada com canais radiais	136
5.4	Comparação com a literatura	139
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	143

REFERÊNCIA

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
g	Aceleração gravitacional	$[m/s^2]$
A	Área	$[m^2]$
C_p	Calor específico a pressão constante	$[J/kg \cdot K]$
h	Coefficiente de transferência de calor	$[W/m^2 \cdot K]$
L	Comprimento	$[m]$
k	Condutividade térmica	$[W/m \cdot K]$
d_p	Densidade linear de poros	$[PPI]$
d	Diâmetro	$[m]$
h_{lv}	Entalpia de vaporização específica	$[J/kg]$
q''	Fluxo de calor	$[W/cm^2]$
\dot{m}''	Fluxo mássico	$[kg/m^2s]$
Q''	Fluxo volumétrico	$[m/s]$
x^*	Fração de volume gasoso	$[-]$
u	Incerteza	$[-]$
M	Massa	$[kg]$
MM	Massa molecular	$[-]$
P	Pressão	$[bar]$
r	Raio	$[m]$
R	Resistência térmica	$[K/W]$
\mathbb{R}	Resistência térmica	$[m^2K/W]$
R_p	Rugosidade	$[\mu m]$
T	Temperatura	$[^\circ C]$
t	Tempo	$[s]$
x	Título	$[-]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
v	Velocidade	$[m/s]$
V	Velocidade	$[m/s]$

Símbolos gregos

Símbolo	Descrição
---------	-----------

α	Difusividade térmica	$[m^2/s]$
ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$
σ	Tensão superficial	$[N/m]$
ν	Viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[Pa \cdot s]$

Sub-índices

Símbolo	Descrição
---------	-----------

b	bolha
v	vapor
l	líquido
w	superfície
sat	saturação
r	reduzida
sup	superfície

- **Reynolds (Re):** representa a razão entre forças inerciais e viscosas, sendo definido como:

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad [0.1]$$

onde L e v são a dimensão e velocidade característica do problema, a definição destes parâmetros pode variar de acordo com a modelagem do problema.

- **Prandtl (Pr):** representa a razão entre a difusividade de quantidade de movimento e a difusividade térmica, dependente apenas de propriedades do fluido, sendo definido como:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad [0.2]$$

onde ν é a viscosidade cinemática e α é a difusividade térmica do fluido.

- **Nusselt (Nu):** representa a razão entre a transferência de calor por convecção e por condução entre um fluido e uma superfície, sendo definido como:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad [0.3]$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção e k é a condutividade térmica do fluido.

- **Jakob (Ja):** representa a razão entre a energia sensível e latente absorvida durante a mudança de fase líquido-vapor, sendo definido como:

$$Ja = \frac{Cp (T_w - T_{sat})}{h_{lv}} \quad [0.4]$$

onde C_p é o calor específico à pressão constante da fase líquida, T_w é a temperatura da superfície aquecida em contato com a fluido, T_{sat} é a temperatura de saturação do fluido e h_{lv} é a entalpia de vaporização do fluido.

- **Stefan (Ste):** definido de forma análoga ao número de Jakob
- **Bond (Bo):** representa a razão entre forças gravitacionais e de tensão superficial, sendo definido como:

$$Bo = \frac{g(\rho_l - \rho_g)L^2}{\sigma} \quad [0.5]$$

onde σ é a tensão superficial, g é a aceleração da gravidade e, ρ_l e ρ_g são a massa específica do líquido e do vapor, respectivamente.

- **Weber (We):** representa a razão entre forças inerciais e de tensão superficial, sendo definido como:

$$We = \frac{\rho v^2 L}{\sigma} \quad [0.6]$$

O número de Webber pode ser interpretado como sendo a razão entre a energia cinética ($\pi\rho L^3 v^2/24$) e a energia superficial ($2\pi L^2\sigma$), neste caso, define-se o número de Weber modificado (We^*) como sendo:

$$We^* = \frac{We}{48} \quad [0.7]$$

Com o aumento da miniaturização dos componentes eletrônicos, gerou-se a necessidade do projeto de sistemas de dissipação de calor mais eficientes, compactos, silenciosos e com capacidade de remoção de altos fluxos de calor. A tecnologia de resfriamento por *spray* vem sendo vista como uma possível solução para o preenchimento desta lacuna, especialmente quando acoplada a sistemas de refrigeração compactos. O enorme potencial desta nova tecnologia é refletido no grande aumento do número de publicações na área de resfriamento por *spray* nos últimos anos; porém existe ainda a escassez de estudos de *spray cooling* empregando fluidos refrigerantes como fluidos de operação. Este trabalho tem por objetivo analisar experimentalmente o fenômeno de resfriamento de superfícies estendidas de cobre por *spray* de fluido refrigerante. Uma bancada experimental foi construída para a análise do desempenho da transferência de calor em três superfícies: superfície plana, superfície com espuma metálica e superfície aletada com canais radiais. O comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção foi analisado em função da vazão mássica de fluido refrigerante e pressão na qual o *spray* era exposto. As seguintes condições de testes foram realizadas: pressão interna da câmara de testes de 5 e 6 bar, vazão mássica de fluido refrigerante de 3 e 5 quilogramas por hora, distância entre o bico injetor e a base das superfícies de 17 mm, grau de sub-resfriamento do fluido de 5°C e fluxo de calor dissipado na superfície de teste de 0 a 40 W/cm². Os resultados apontam que o aumento da vazão mássica do fluido refrigerante resulta em maiores coeficientes de transferência de calor, enquanto que a eficiência do *spray* é reduzida. O aumento da pressão na qual o fluido é exposto intensifica a transferência de calor entre a superfície e o fluido, aumentando também a eficiência do *spray*. O melhor desempenho de transferência de calor foi obtido utilizando-se a superfície com acoplamento de espuma metálica sobre a superfície. O fluxo de calor crítico não sofreu efeito da variação da geometria da superfície. Este estudo contribuiu para a melhor compreensão do fenômeno de resfriamento por *spray* em superfícies estendidas.

Palavras-chave: Resfriamento por *spray*, Superfícies estendidas, Fluido refrigerante R-134a, Transferência de calor.

ABSTRACT

The increasing of electronic components miniaturization has generated the need for more efficient, compact and quiet heat sinks designs, capable of removing high heat fluxes. The Spray Cooling technology is being seen as a possible solution to fill this gap, especially when attached to compact refrigeration systems. The huge potential of this new technology is reflected on the large increase of the number of publications in the Spray Cooling area in the last few years; but there is still a lack of studies of spray cooling using refrigerants as working fluid. The main objective of this research is the experimental analysis of the Spray Cooling phenomena in enhanced cooper surfaces, using refrigerant. A testing bench was built to investigate the performance of heat transfer in three different surfaces: flat surface, surface with a copper-foam metal cover and finned surfaces with radial channels. The behavior of the heat transfer coefficient was analyzed as a function of the refrigerant mass flow and the pressure at which the spray was exposed. The tests condition were: internal pressure of the testing chamber of 5 and 6 bar, refrigerant mass flow of 3 and 5 kilograms per hour, distance between the nozzle and the base of the testing surface of 17 millimeters, sub-cooling degree of 5°C and heat flux from 0 to 40 W/cm². The results show that the increasing of the refrigerant mass flow results in higher heat transfer coefficient, while the boiling efficiency is reduced. The increase of the pressure which the fluid is exposed to enhanced the heat transfer between the fluid and the surface, increasing the boiling efficiency as well. The best performance of heat transfer was achieved in the surface with metal foam cover. The critical heat flux was not sensible to the surface geometry. This research contributed to a better understanding of spray cooling phenomena in extended surfaces.

Keywords: Spray cooling, Enhanced surfaces, R-134a, Heat exchange.

As indústrias de produtos eletrônicos buscam constantemente a miniaturização de seus sistemas, resultando assim em componentes eletrônicos cada vez mais compactos e com maiores densidades de geração de calor.

Em 1965, Gordon E. Moore, então presidente da Intel, observou que a capacidade de inserção de transistores em *chips* eletrônicos de custo mínimo, dobrava a cada 18 meses. Esta tendência se tornou um objetivo para as indústrias de semicondutores.

Nas últimas duas décadas houve um grande aumento na densidade de transistores e na frequência do *clock*, aumentando drasticamente o desempenho dos equipamentos eletrônicos. A miniaturização dos *chips* e o aumento da velocidade de processamento aumentam a taxa necessária de dissipação de calor sem, porém, aumentar a área de transferência de calor.

O aumento da geração de calor, sem sua correta dissipação, acarreta no aumento da temperatura do componente eletrônico, uma consequência indesejável que aumenta o consumo de energia e diminui a vida útil e a confiabilidade dos transistores. Conforme Peterson e Ortega (1990), um aumento de 10°C na temperatura do componente é suficiente para a diminuição significativa de seu tempo de vida confiável.

Segundo McGlen *et al.* (2004), atualmente sistemas eletrônicos comuns podem dissipar até 120W por placa de circuito impresso, chegando a um total de 5kW. De acordo com Amon *et al.* (2001), fluxos de 50-100 W/cm² podem ser esperados em equipamentos eletrônicos comuns em um futuro próximo; já Downig e Kojasoy (2002) prevêem valores ainda maiores chegando a 150-200 W/cm² e picos transientes de 400 W/cm².

A necessidade de dissipação de altos fluxos de calor é um dos gargalos que reduzem a velocidade de evolução dos componentes eletrônicos.

Valores tão altos de taxas de dissipação de calor não poderão, em um futuro próximo, ser realizados por meio de convecção natural ou de dissipadores convencionais. Desse modo, torna-se necessário o emprego de novas técnicas de resfriamento, algumas delas passíveis de incorporação a ciclos de refrigeração com finalidade de manter a

temperatura do processador abaixo da temperatura ambiente (Barbosa *et al.*, 2011). Dentre as novas técnicas de resfriamento disponíveis, destaca-se o resfriamento por *spray*, tema desta dissertação de mestrado.

A técnica de resfriamento por *spray* consiste na atomização de um líquido, por bocais ou bicos injetores, em pequenas gotículas que são emitidas sobre a superfície aquecida. As gotículas colidem com a superfície, removendo calor e resfriando a superfície. Normalmente, parte ou a totalidade das gotículas se evaporam, melhorando assim o processo de remoção de calor. Existe também a possibilidade da formação de uma película de líquido sobre a superfície aquecida; assim, as gotículas atomizadas passam a colidir diretamente com a camada de líquido, criando agitação e aumentando a convecção. Dependendo de uma série de parâmetros, tais como tamanho da gota, velocidade de impacto, tensão superficial, viscosidade e densidade do fluido, pode ocorrer reflexão e uma atomização secundária do fluido, a partir do filme, em gotículas ainda menores.

1.1 Motivação

A necessidade de dissipação de altos fluxos de calor em componentes eletrônicos requer novos conceitos de dissipadores de calor. Os sistemas de dissipação devem ser eficientes, compactos, de baixo custo e capazes de manter a temperatura dos circuitos eletrônicos abaixo de 85°C, que é o valor limite adotado pela indústria de eletrônicos, segundo Copeland e Chan (2004). Além disso, estudos demonstram que melhorias de desempenho variam de 1 a 3% para cada 10°C de redução de temperatura dos transistores, dependendo das características do *chip* (Kulkarni *et al.*, 2002). A tecnologia de resfriamento por *spray* é muito promissora quanto ao atendimento destes requisitos.

O resfriamento por *spray* pode ser empregado de forma direta, expondo os elementos eletrônicos ao contato de jatos e sprays de fluidos dielétricos, ou de maneira indireta, resfriando uma placa em contato com o elemento eletrônico, havendo assim, a transferência de calor por condução do componente para a placa.

Nota-se que da maneira indireta, por não haver contato entre o fluido e as partes eletrônicas, não existe a necessidade de o fluido ser eletricamente isolante, permitindo que este seja escolhido por suas propriedades refrigerantes.

A maioria das pesquisas que abordam a técnica de transferência de calor por *spray*, utiliza como fluido de operação a água e fluidos dielétricos. Existe uma lacuna na literatura em relação à determinação de correlações para coeficientes de transferência de calor e fluxo de calor crítico relacionados a *sprays* de fluidos comumente empregados em sistemas de refrigeração.

O uso de superfícies estendidas também é um fator que pode ser explorado visando à intensificação da transferência de calor no resfriamento por *sprays*.

No presente trabalho foi construída uma unidade experimental para a investigação do fenômeno de troca térmica entre superfícies estendidas e *spray* utilizando o fluido 1,1,1,2-Tetrafluoretano (R-134a) com o intuito de determinar os efeitos de alguns dos principais parâmetros que influenciam o fenômeno de resfriamento por *spray*. Desta forma, os resultados deste estudo serão importantes para o entendimento de fenômenos físicos visando projetos mais efetivos com novos conceitos de dissipadores de calor.

1.2 Objetivo

Este trabalho tem por objetivo principal caracterizar experimentalmente a transferência de calor de superfícies horizontais estendidas aquecidas voltadas para cima para *sprays* de fluido refrigerante incidindo perpendicularmente à superfície.

Para cumprir tal objetivo, foi projetado e construído um aparato experimental para se medir o comportamento do grau de superaquecimento da superfície em função do fluxo de calor a ela imposto. Três diferentes tipos de geometria da superfície aquecida foram avaliados (plana, espuma metálica e de canais radiais), a fim de observar o efeito deste parâmetro sobre o comportamento da curva de ebulição na transferência de calor por *spray*.

Devido à versatilidade da bancada experimental quanto à sua construção, foram realizados testes experimentais de ebulição em convecção natural (*pool boiling*), com o intuito tanto de verificar o funcionamento adequado do experimento quanto de apontar as principais semelhanças e diferenças entre os fenômenos.

1.3 Estrutura do Documento

O presente documento é dividido em seis capítulos. Após o presente capítulo introdutório, é apresentada, no Capítulo 2, uma revisão

das principais publicações que abordam os mecanismos físicos da transferência de calor com e sem mudança de fase no resfriamento por *sprays*, assim como correlações e métodos para a estimativa de seu desempenho. Devido à relevância e à proximidade do tema, também é abordada no Capítulo 2 a ebulição em convecção natural. No Capítulo 3, é descrito o funcionamento da bancada experimental para caracterização da transferência de calor de superfícies estendidas para *sprays* montada para a realização deste trabalho. São relatados em detalhe os métodos de controle e medição das variáveis envolvidas no fenômeno. O procedimento experimental é apresentado no Capítulo 4. Os resultados obtidos são apresentados e discutidos no Capítulo 5, enquanto que as conclusões referentes ao que foi desenvolvido encontram-se no sexto e último capítulo.

É apresentada neste capítulo uma revisão do estado da arte sobre a avaliação experimental do resfriamento por *sprays*. Como o problema está intimamente relacionado ao fenômeno de ebulição em convecção natural, e devido ao maior volume de pesquisa realizado sobre este último tema, é executada também uma revisão sobre o assunto. Ao final do capítulo, serão apresentados os objetivos específicos do trabalho.

2.1 Ebulição em convecção natural (*Pool Boiling*)

A ebulição em convecção natural vem sendo estudada desde a década de 1920. Nukiyama (1934) conduziu um trabalho pioneiro identificando diferentes padrões de transferência de calor com ebulição no aquecimento de um fio de níquel-cromo submerso em água. Uma curva de ebulição típica pode ser observada na Figura 2.1, onde são evidenciados quatro principais regimes de transferência de calor: Convecção natural, Ebulição nucleada, Regime de transição e Ebulição em Filme.

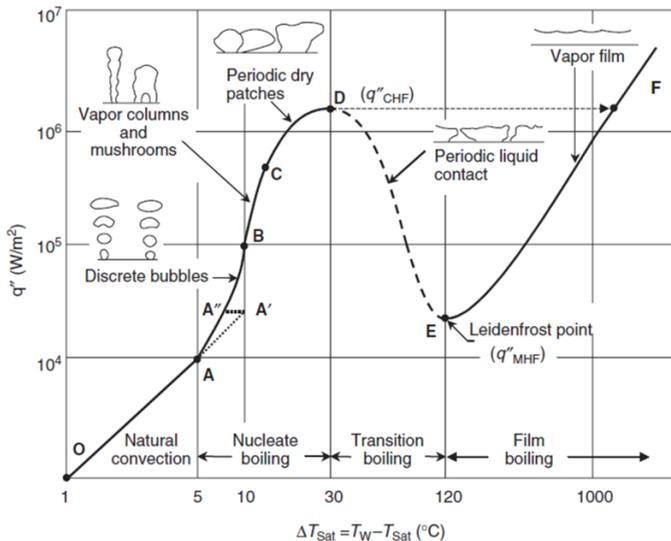


Figura 2.1 – Curva de Nukiyama (CROWE 2006)

Na região da curva compreendida entre os pontos O e A, com pequenos superaquecimentos da superfície, a transferência de calor se dá através do processo de convecção natural. Conforme o fluxo de calor dissipado na superfície é aumentado, as microcavidades tendem a se ativar, iniciando o processo de ebulição nucleada a partir do ponto A'. O processo de ebulição nucleada se caracteriza por um aumento na transferência de calor. Assim, para um fluxo constante de calor dissipado na superfície, ao se iniciar a ebulição nucleada, a temperatura da superfície cai de A' para A''. Ao reduzir o fluxo de calor dissipado na superfície, as cavidades continuam ativas mantendo a ebulição nucleada, trazendo o ponto de A'' em direção a A. O efeito de histerese apresentado entre os pontos A, A' e A'' é atenuado, chegando a desaparecer, na medida em que o processo de aumento e redução do fluxo de calor é repetido.

A região entre o ponto A e B se caracteriza pelo aumento da inclinação da curva, que é causado pela ampliação do número de cavidades ativas e da frequência de liberação de bolhas, aumentando a transferência de calor.

A continuação do aumento do fluxo de calor gera uma superlotação de bolhas em diversos estágios de crescimento, causando interferência entre as bolhas e, por conseguinte, sua coalescência. Entre os pontos B e C, o vapor escapa na forma de jatos ou colunas, que se misturam subsequentemente na forma de cogumelos.

A intensa evaporação inibe o movimento do líquido, dificultando o acesso do líquido à superfície. A região entre os pontos C e D, são assinaladas pela ocorrência de muita interferência entre as bolhas densamente aglomeradas nas proximidades da superfície, secando periodicamente algumas regiões desta superfície. O excesso de vapor acaba prejudicando a transferência de calor, o que pode ser notado pela intensa queda na inclinação da curva. O fluxo de calor associado ao ponto D é chamado de "Fluxo de calor crítico". A partir deste ponto, caso seja aumentado o fluxo de calor, ocorre um grande aumento na temperatura da superfície, ponto F, devido ao vapor se comportar como isolante térmico, impedindo completamente o contato entre o líquido e a superfície.

A região entre o ponto E (ponto de Leidenfrost) e F, não pode ser alcançada com o aumento do fluxo de calor. Nesta região, devido à alta temperatura da superfície, prevalece a transferência de calor por radiação. A região tracejada da curva, compreendida entre os pontos D e

E, não podem ser obtida através do controle do fluxo de calor dissipado na superfície.

Os fundamentos da ebulição em convecção natural foram abordados por inúmeros autores em artigos de revisão e capítulo de livros (Dhir, 1998; Dhir *et al.*, 1999; Thome, 2003; Carey, 2008). Esta seção apresenta os principais resultados de análises desta natureza, enfocando na influência de cada parâmetro e nas diversas correlações para a previsão do coeficiente de transferência de calor nestas condições.

Em 2004, Pioro *et al* (2004a), relataram o estado da arte da ebulição em convecção natural, destacando os principais parâmetros que afetam o coeficiente de transferência de calor, quais sejam, fluxo de calor, pressão de saturação, propriedades termofísicas do fluido de trabalho e da superfície, dimensões, forma, qualidade de acabamento, orientação e microestrutura da superfície. Pioro *et al* (2004a) sugerem que a ebulição nucleada deve ser descrita utilizando como comprimento característico o diâmetro das bolhas e, como velocidade característica, o produto entre o diâmetro das bolhas e a frequência de desprendimento das mesmas, Os autores ressaltam, porém, a dificuldade de estimar tais parâmetros devido aos padrões estocásticos intrínsecos da natureza do fenômeno.

2.1.1 Efeito da microestrutura da superfície

O parâmetro mais comum para a descrição da microgeometria de uma superfície é sua rugosidade. A profundidade e raio das cavidades, associados com o ângulo de contato e a velocidade de penetração do líquido são parâmetros determinantes na estabilidade da ebulição na cavidade. O aumento da rugosidade da superfície aumenta o coeficiente de transferência de calor, devido à criação de novos sítios de nucleação de bolhas, até um ponto de máximo ser atingido. A partir de então, a rugosidade deixa de influir no processo de transferência de calor.

2.1.2 Efeito do ângulo de contato

Baixa molhabilidade (altos ângulos de contato) facilita a geração de bolhas, diminuindo o superaquecimento necessário para evaporação do fluido de operação.

2.1.3 Efeito do grau de subresfriamento

O grau de subresfriamento favorece a transferência de calor durante o regime de convecção natural devido ao aumento da diferença de temperatura entre a superfície aquecida e o fluido. Na curva de ebulição, este aumento na transferência de calor pode ser percebido através do deslocamento para cima da região inicial da curva, conforme pode ser observado na Figura 2.2.

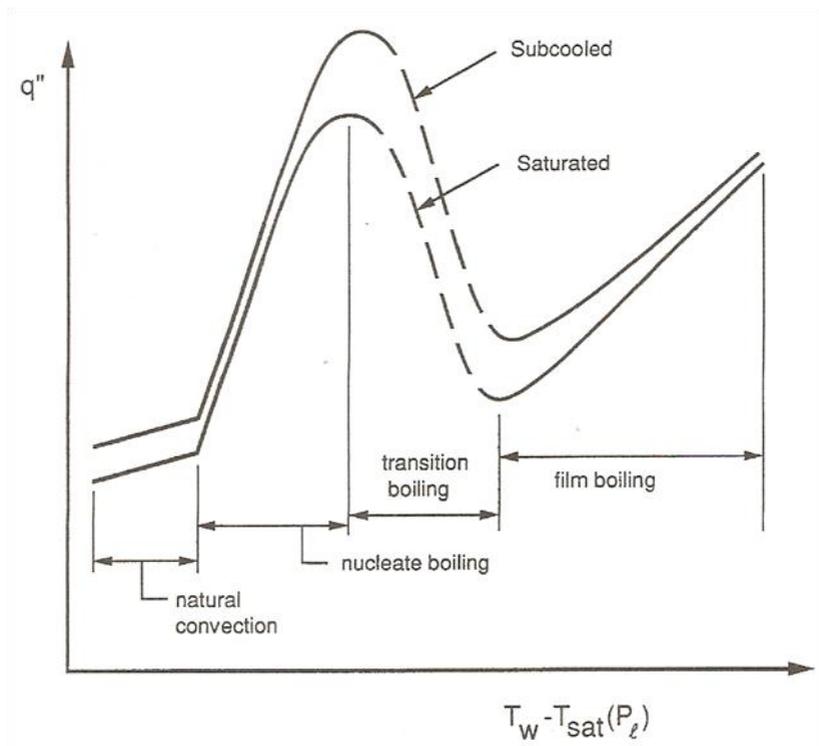


Figura 2.2 – Efeito do grau de subresfriamento na curva de ebulição (CAREY 2008)

Na região onde ocorre o regime de ebulição nucleada, o grau de sub-resfriamento exerce pouca influência sobre a transferência de calor, porém, o fluxo de calor crítico é fortemente dependente do subresfriamento. O vapor que deixa a superfície aquecida tende a se recondensar na medida em que ascende pelo líquido subresfriado, contribuindo para o escoamento de líquido de volta para a superfície.

Como resultado, o fluxo de calor crítico é adiado, permitindo assim, que uma maior quantidade de calor seja trocado antes de a condição crítica ser atingida.

2.2 Envelhecimento da Superfície

O fenômeno de envelhecimento da superfície se caracteriza pela variação com o tempo do coeficiente de transferência de calor entre a superfície aquecida e o fluido durante a ebulição. Joudi e James (1981) consideraram o envelhecimento da superfície: o reflexo na inconsistência e na dispersão dos dados experimentais causado pelo “tempo de uso”.

Dhir (2003), em um trabalho apontando suas perspectivas para o futuro das pesquisas em ebulição, ressalta a importância da interação fluido-material da superfície aquecida no fenômeno de ebulição nucleada e destaca dentre seis aspectos que merecem atenção nas futuras pesquisas do fenômeno, o envelhecimento da superfície aquecida.

Zhou *et al.* (2004) expôs que a transferência de calor em ebulição nucleada é visivelmente afetada pelas condições da superfície aquecida como sua rugosidade, molhabilidade, limpeza e envelhecimento, sendo o envelhecimento particularmente importante em líquidos com alta molhabilidade. Zhou *et al.* (2004) realizou testes experimentais de ebulição com jatos submersos em uma lâmina de constantan, empregando como fluido de trabalho tanto L12378 quanto R-113, e percebeu um aumento na troca de calor com o passar do tempo, enquanto a superfície era imersa e exposta à ebulição. O efeito de aumento da troca de calor com o tempo de imersão da superfície pode ser visto na Figura 2.3, onde são mostradas duas curvas de ebulição, uma com o tempo de imersão da superfície de 1 hora e outra de 10 horas. O autor frisou que seus dados experimentais apresentaram boa reprodutibilidade.

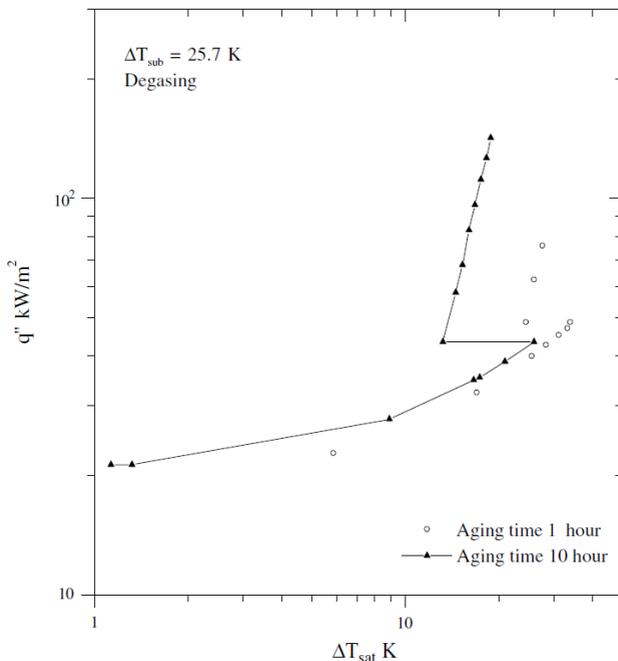


Figura 2.3 – Efeito do envelhecimento da superfície na ebulição com jatos submersos (Zhou *et al.* - 2004)

Stelute (2004) analisou vários trabalhos a respeito do efeito de envelhecimento em superfícies submetidas à ebulição por longos períodos de tempo.

Chaudhri e McDougall (1969), apud Stelute (2004), relataram que as possíveis causas do envelhecimento em superfícies são:

- Variações instantâneas na atividade de cavidades, canais e outros pequenos locais secos na superfície;
- Deposição de sujeira na superfície;
- Corrosão da superfície;
- Flutuações de temperatura durante a ebulição;
- Expulsão gradual de gases dissolvidos no líquido;
- Liberação de gases “aprisionados” na superfície aquecida.

Chaudhri e McDougall (1969), apud Stelute (2004), testaram superfícies de cobre, aço e aço inoxidável com percloroetileno e acetato isopropílico como fluidos de trabalho. Para a combinação

cobre/percloroetileno, observou-se um aumento no coeficiente de transferência de calor com o tempo; tal aumento foi nomeado pelos autores como envelhecimento reverso. As demais combinações superfície/fluido apresentaram redução na transferência de calor. O envelhecimento da superfície ocorre em duas etapas: de curto prazo, causada pela perda de gás dissolvido no líquido ou aprisionado nas cavidades da superfície reduzindo a atividade de nucleação, e a de longo prazo, caracterizada por uma grande queda no fluxo de calor devido à redução da atividade das cavidades ativas restantes, possivelmente pela condensação do vapor aprisionado na superfície através de variações locais na temperatura ou através da formação de depósitos. A combinação superfície/fluido determina a ocorrência de envelhecimento ou envelhecimento reverso, bem como sua intensidade. Os autores verificaram uma redução de até 50% do coeficiente de transferência de calor causadas pelo envelhecimento da superfície, e aumento de até 80% causado pelo envelhecimento reverso.

Holland e Winterton (1973), apud Stelute (2004), desenvolveram um modelo para a difusão de gás inerte possivelmente presentes nas cavidades da superfície. O modelo considera a difusão pura de gás ideal de uma cavidade de volume constante para um meio semi-infinito de líquido. O superaquecimento necessário para a ativação da cavidade preenchida com líquido com gás inerte dissolvido pode ser dada pela Equação [2.1]:

$$\Delta T = \frac{T_{sat}}{\rho_v h_{lv}} \left[\frac{2\sigma}{r_{eq}} - \frac{p_{gás}^0 T}{T_{gás}^0} e^{-\alpha^2 Dt} \operatorname{erf}(\alpha\sqrt{Dt}) \right] \quad [2.1]$$

$$\text{Onde: } \alpha = \frac{ART}{HV_c}$$

A = área do menisco da cavidade;

R = constante dos gases ideais;

H = constante da lei de Henry;

D = difusividade do gás inerte no vapor;

r_{eq} = raio da cavidade;

σ = tensão superficial do líquido em ebulição;

h_{lv} = entalpia de vaporização.

A parcela negativa da equação representa a pressão parcial do gás inerte dissolvido no líquido e indica a contribuição deste gás para o abaixamento do superaquecimento necessário para a ativação da

cavidade. À medida que o gás se difunde para fora da cavidade, sua pressão parcial decresce assintoticamente a zero, dificultando a ativação da cavidade. O aumento do superaquecimento necessário para a ativação dos sítios de nucleação com o tempo pode ser interpretado como um processo de envelhecimento da superfície, gerando uma redução no coeficiente de transferência de calor por ebulição com o tempo.

Envelhecimento da superfície causado pela presença de um fluido inerte também foi relatado por Sterman e Vilemas (1968), apud Stelute (2004). Em seu trabalho, verificou-se a diminuição do coeficiente de transferência de calor com o tempo, durante a ebulição de água em uma superfície de aço inoxidável. O envelhecimento foi explicado pelos autores, pela presença de benzol, empregado em testes anteriores na mesma superfície. O benzol previamente alojado em micro-ranhuras se superaqueceu, ativando as cavidades de maneira mais rápida do que aconteceria em testes onde somente a água fosse empregada. Com o tempo, o benzol foi sendo evaporado e a transferência de calor reduziu sua eficiência, voltando para o patamar de ebulição nucleada da água pura.

Stelute (2004) estudou o efeito do envelhecimento da superfície na ebulição nucleada de R-134a e R-123 em tubos horizontais de latão, cobre e aço inoxidável. O autor identificou a ocorrência de envelhecimento na superfície de cobre de baixa rugosidade e apontou a possível causa deste envelhecimento como sendo a remoção contínua de material da superfície através do arraste de pequenas porções do material pelas bolhas. Os pontos mais frágeis como pequenas saliências poderiam se soltar com a ocorrência da ebulição. Em superfícies de cobre de alta rugosidade, o efeito de envelhecimento não seria tão intenso, pois a remoção do material ocorreria sem que houvesse alteração na densidade de cavidades ativas da superfície. A superfície de aço inoxidável não apresentou o efeito de envelhecimento, podendo ser explicado pela alta dureza e resistência mecânica e na superfície de latão, de dureza e resistência mecânica intermediária, ocorreu um envelhecimento intermediário.

Na Figura 2.4 são mostrados os dados de ebulição de R-134a em superfície de cobre de baixa rugosidade, para diferentes tempos de exposição da superfície à ebulição (Stelute, 2004).

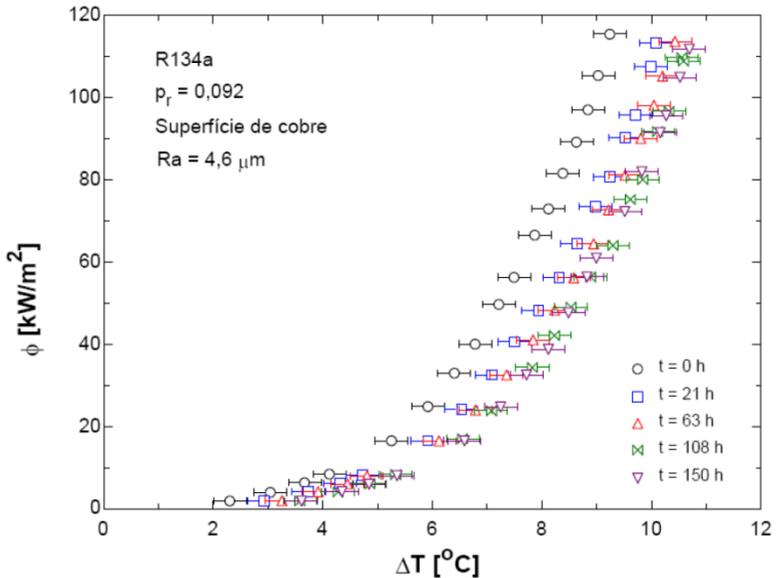


Figura 2.4 - Envelhecimento da Superfície (Stelute, 2004)

2.3 Correlações para ebulição em convecção natural (*Pool Boiling*)

Existem na literatura inúmeras abordagens para obtenção de correlações para a determinação do coeficiente de transferência de calor relativo ao fenômeno de ebulição em convecção natural. Esta seção apresenta uma revisão dos métodos de maior relevância para este trabalho.

2.3.1 Correlação de Rohsenow

A correlação mais divulgada para a estimativa deste coeficiente é a de Rohsenow (1952) que se baseia na hipótese de que a transferência de calor ocorre da superfície para a fase líquida de maneira análoga a transferência de calor por convecção monofásica, sendo o desprendimento das bolhas o principal mecanismo de movimentação macroscópica do líquido. Assim, a correlação para o número de Nusselt associado à transferência de calor por ebulição nucleada (Nu_b) poderia ser correlacionada de maneira similar à convecção forçada monofásica, conforme mostrado na Equação [2.2]:

$$Nu_b = \frac{hL_b}{k_l} = \mathbb{C}_1 Re_b^{\mathbb{C}_2} Pr_l^{\mathbb{C}_3} \quad [2.2]$$

Na Equação [2.2] L_b representa um comprimento característico relacionado à formação de bolha, Re_b representa o número de Reynolds dado pela Equação [2.3], e \mathbb{C}_1 , \mathbb{C}_2 e \mathbb{C}_3 são três constantes. Assim:

$$Re_b = \frac{\rho_v v_b L_b}{\mu_l} \quad [2.3]$$

onde v_b é uma velocidade característica relacionada à formação de bolhas e pode ser definida como:

$$v_b = \frac{q''}{\rho_v h_{lv}} \quad [2.4]$$

O comprimento característico relacionado à formação de bolha pode ser definido a partir da correlação de Fritz para o diâmetro de desprendimento das bolhas, dado por:

$$\sqrt{Bo_d} = \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)d_d^2}{\sigma}} = \mathbb{C}_4 \theta \quad [2.5]$$

onde θ é o ângulo de contato, σ é a tensão superficial do fluido, d_d é o diâmetro de desprendimento da bolha, \mathbb{C}_4 é uma constante e Bo_d é o número de Bond.

Rearranjando a Equação [2.5] e considerando a dimensão característica, L_b , como sendo o diâmetro de desprendimento da bolha, d_d , tem-se:

$$L_b = \mathbb{C}_4 \theta_{lv} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad [2.6]$$

A Equação [2.6] evidencia a relação do diâmetro de desprendimento das bolhas com o ângulo de contato e a tensão superficial do fluido. Normalmente, a diminuição da tensão superficial do fluido acarreta uma diminuição do ângulo de contato. Assim,

conclui-se que uma diminuição da tensão superficial do fluido proporciona o desprendimento das bolhas a um menor diâmetro.

Dados experimentais indicam que o subresfriamento do líquido gera um pequeno efeito sobre o coeficiente de transferência de calor, assim, é mais conveniente definir o coeficiente de transferência de calor por:

$$h = \frac{q''}{T_w - T_{sat}(P_l)} \quad [2.7]$$

onde T_w é a temperatura da superfície e T_{sat} é a temperatura de saturação do fluido referente à pressão do líquido P_l .

Combinando as Equações [2.2] a [2.7] obtém-se a Correlação de Rohsenow (1952) dada por:

$$q'' = \mu_l h_{lv} \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \left[\frac{C_{pl}[T_w - T_{sat}(P_l)]}{C_{sf} h_{lv}} \right]^{C_A} Pr^{C_B} \quad [2.8]$$

onde $C_{sf} = \frac{C_A \theta}{C_1}$, $C_A = C_2 - 1$ e $C_B = \frac{C_2 - 1}{C_3}$.

2.3.2 Correlação de Forster-Zuber

Outra correlação clássica muito empregada na prática é a de Forster e Zuber (1955) desenvolvida a partir de um modelo de microconvecção. Assim como Rohsenow (1952), Forster e Zuber (1955) postularam que o número de Nusselt associado ao fenômeno de ebulição nucleada poderia ser correlacionado conforme a Equação [2.2].

Nesta modelagem, o comprimento característico do fenômeno é definido como sendo o diâmetro de crescimento da bolha e a velocidade característica como sendo a velocidade de deslocamento da interface líquido-vapor. Assim, estes parâmetros característicos podem ser descritos pelas Equações [2.9] e [2.10]:

$$L_b = 2R = 2Ja(\pi\alpha_l t)^{1/2} \quad [2.9]$$

$$U_b = \dot{R} = Ja \left(\frac{\pi\alpha_l}{4t} \right)^{1/2} \quad [2.10]$$

onde Ja é o número de Jakob definido como $Ja = \frac{[T_W - T_{SAT}(P_l)]c_p \rho_l}{\rho_v h_{lv}}$

Assim o número de Reynolds definido por estes parâmetros característicos pode ser descrito conforme a Equação [2.11].

$$Re_b = \pi Ja^2 Pr_l^{-1} \quad [2.11]$$

Apesar dos parâmetros L_b e U_b serem função do tempo, o número de Reynolds é independente tanto do tempo quanto do diâmetro das bolhas. Interpretando o número de Reynolds como um parâmetro que se relaciona ao grau de agitação causado pelo crescimento das bolhas, a Equação [2.11] sugere que o mesmo grau de agitação pode ser obtido por pequenas bolhas com altas taxas de crescimento e grandes bolhas com taxa de crescimento mais lenta.

O número de Nusselt, caso seja definido com o emprego da dimensão característica apresentada na Equação [2.9], seria dependente do tempo, fato este que dificulta a utilização e determinação da correlação. Para contornar este empecilho, uma nova dimensão característica foi utilizada na definição do número de Nusselt:

$$L_{b2} = Ja \left(\frac{4\pi^2 \alpha_l^2 \rho_l^2 \sigma^2}{[P_{SAT}(T_W) - P_l]^3} \right)^{1/4} \quad [2.12]$$

e número de Nusselt é definido por:

$$Nu_b = \frac{q'' Ja}{(T_W - T_{SAT}(P_l))k_l} \left(\frac{4\pi^2 \alpha_l^2 \rho_l^2 \sigma^2}{[P_{SAT}(T_W) - P_l]^3} \right)^{1/4} \quad [2.13]$$

Substituindo as Equações [2.11] e [2.13] em [2.2] tem-se:

$$q'' = \frac{C_A (T_W - T_{SAT}(P_l))^{2C_2}}{C_B [P_{SAT}(T_W) - P_l]^{-3/4}} \quad [2.14]$$

onde $C_A = \sqrt{1/2} C_1 \pi^{(C_2-1/2)}$ e $C_B = \frac{c_p \rho_l^{(C_2+C_3-1/2)} k_l^{(C_2+1/2-C_3)} \rho_l^{(3/4-2C_2)}}{\sigma^{1/2} (\rho_v h_{lv})^{(2C_2-1)} \mu^{(C_2-C_3)}}$.

2.3.3 Correlação de Stephan e Abdelsalam

Stephan e Abdelsalam (1980) propuseram correlações mais simples, baseadas na regressão de dados experimentais. As Equações [2.15] a [2.17] mostram correlações para três diferentes tipos fluidos de operação.

Para água, a correlação é dada por:

$$q'' = \{C [T_W - T_{SAT}(P_L)]\}^{1/0,327} \quad [2.15]$$

Para hidrocarbonetos, a relação é:

$$q'' = \{C [T_W - T_{SAT}(P_L)]\}^{1/0,330} \quad [2.16]$$

Para fluidos refrigerantes, a correlação é dada por:

$$q'' = \{C [T_W - T_{SAT}(P_L)]\}^{1/0,255} \quad [2.17]$$

2.3.4 Correlação de Cooper

Cooper (1984) propôs uma correlação dimensional para o coeficiente de transferência de calor em função da pressão reduzida, p_r , rugosidade média da superfície, R_p , massa molecular do fluido, M , e do fluxo de calor dissipado na superfície, q'' :

$$h = 55p_r^{0,12-0,4343\ln(R_p)}(-\log_{10} P_r)^{-0,55}M^{-0,5}q''^{0,67} \quad [2.18]$$

O coeficiente de transferência de calor é dado em W/m^2K , o fluxo de calor em W/m^2 e a rugosidade média da superfície em micrometros. A correlação é válida para uma ampla faixa de pressão reduzida, de 0,001 a 0,9, e uma gama de massa molecular variando de 2 a 200.

2.3.5 Correlação de Gorenflo

A correlação de Gorenflo (1993), assim como a Cooper (1984), relaciona o coeficiente de transferência de calor com a pressão reduzida e a rugosidade média da superfície. Gorenflo (1993) partiu de uma condição de referência ($p_{r0} = 0,1, R_{p0} = 0,4\mu m$ e $q''_0 = 20.000W/m^2$) e descreveu os parâmetros das novas condições de testes como razões da condição de referência.

$$h = h_o F_{PF} (q''/q''_0)^n (R_p/R_{p0})^{0,113} \quad [2.19]$$

onde o fator de correção da pressão, F_{PF} , é dado por:

$$F_{PF} = 1,2P_r^{0,27} + 2,5P_r + \frac{P_r}{1 - P_r} \quad [2.20]$$

e o expoente n é dado por:

$$n = 0,9 - 0,3P_r^{0,3} \quad [2.21]$$

A correlação de Gorenflo (1993) pode se aplicada para pressões reduzidas entre 0,0005 e 0,95. Para o fluido R-134a, h_o é igual a $4500W/m^2K$, valores de h_o para diferentes fluidos podem ser obtidos em Thome (2003).

2.3.6 Outras Correlações

Pirotto *et al.* (2004b), investigaram o desempenho de seis correlações na predição do coeficiente de transferência de calor para o fenômeno de ebulição nucleada em *Pool Boiling*. Além da correlação de Rohsenow (1952), [2.8], os autores avaliaram a correlação de Pirotto (1997), dada por:

$$Nu_b = C_{sf} * \left\{ \frac{q}{(h_{fg} \rho_g^{0,5} [\sigma g (\rho_l - \rho_g)])^{0,25}} \right\}^{2/3} P_r^m \quad [2.22]$$

onde C_{sf}^* é um parâmetro dependente da interação fluido-superfície, m é uma constante dependente do fluido; a correlação de Kutateladze (1990):

$$h_b^3 = 3,37 \cdot 10^{-9} k_l \sqrt{\frac{(\rho_l - \rho_v)^3}{\sigma^3 g}} \left(\frac{Cp q''}{h_{fg}} \right) \left(\frac{P_l}{\rho_v} \right)^2 \quad [2.23]$$

onde h_b é o coeficiente de transferência de calor; a correlação de Kutateladze *et al.* (1966):

$$h_b = 6,97 \cdot 10^{-4} k_l \left(\frac{q'' P_l}{h_{lv} \mu_l} \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,7} \left(\frac{(\rho_l - \rho_v) g}{\sigma^{2,5}} \right)^{-0,2} Pr^{0,35} \quad [2.24]$$

a correlação de Labuntsov (1972):

$$h_b = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{k^2}{v \sigma (T_W)} \right)^{1/3} q''^{2/3} \quad [2.25]$$

sendo o valor de T_W dado necessariamente em Kelvin; e a correlação de Kruzhilin (1947):

$$h_b = 0,082 \left\{ \left[\frac{q'' h_{lv} \rho_v}{T_W k_l g (\rho_l - \rho_v)} \right] \left[\frac{Cp \rho_l q''^2 k_l}{T_W \sigma} \right]^{10} \right\}^{1/30} Pr^{-0,45} \quad [2.26]$$

sendo o valor de T_W dado necessariamente em Kelvin.

Pioro *et al.* (2004b) compararam os valores dos coeficientes de transferência de calor obtidos a partir de uma base de dados composta por dados experimentais de ebulição nucleada para água, etanol, R113 e n-pentano em superfícies de cobre, alumínio, latão, cobre coberto com camada de cromo e aço inoxidável, com os valores estimados pelas correlações e concluíram as correlações de Rohsenow (1952) e Pioro (1997) tiveram erros de predições menores que as demais correlações. Na Tabela 2.1 são mostrados os valores de erro médio para cada uma das seis correlações testadas. O erro médio é definido pela Equação [2.27]:

$$erro_{RMS} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{erro_i^2}{n}} \quad [2.27]$$

onde n é o número total de dados experimentais utilizados, $erro = \frac{h_{b,cor} - h_{b,exp}}{h_{b,exp}}$, $h_{b,cor}$ é o coeficiente de transferência de calor estimado pela correlação e $h_{b,exp}$ é o coeficiente de transferência de calor calculado com os dados experimentais.

Tabela 2.1 - Precisão das correlações

Correlação	Banco de Dados		$erro_{RMS}$	
	Melhor ajuste	Pior Ajuste	Melhor ajuste	Pior Ajuste
Rohsenow (1952)	Etanol – Alumínio	Etanol-Cromo	4,8%	23,3%
Pioro (1997)	Etanol – Alumínio	Etanol-Cromo	4,9%	30,5%
Kruzhilin (1947)	Etanol – Alumínio	Etanol-Aço inoxidável	10,2%	34,4%
Labuntsov (1972)	Etanol – Alumínio	Água-Alumínio	13,6%	53,5%
Kutateladze <i>et al.</i> (1966)	Água – Cromo	Água-Alumínio	21,0%	57,1%
Kutateladze (1990)	Água – Cromo	Água-Alumínio	23,4%	160,2%

As correlações de Rohsenow (1952) e Pioro (1997) apresentaram melhores estimativas do coeficiente de transferência de calor por possuírem coeficientes dependentes da interação fluido-superfície. Apesar de obterem uma menor precisão, as correlações que não utilizam os coeficientes dependentes da interação fluido-superfície facilitam a estimativa dos coeficientes de transferência de calor para pares fluido-superfície ainda não investigados. Os valores para os coeficientes da correlação de Rohsenow (1952): C_{sf} , C_A e C_B , e para os coeficientes da correlação de Pioro (1997): C_{sf}^* e m , são encontrados nos trabalhos Pioro (1999) e Pioro (1997), respectivamente.

2.4 Utilização de superfícies estendidas para intensificação da transferência de calor – Espumas Metálicas e a ebulição em convecção natural.

Superfícies estendidas são frequentemente utilizadas em transferência de calor com o objetivo de aumentar a condutância térmica de convecção. Uma alternativa recentemente avaliada para se aumentar a área de contato entre sólido e fluido é a utilização de espumas metálicas sobre superfície na qual ocorre a ebulição. Espumas metálicas são estruturas sólidas contendo um grande volume poroso, em geral de 75 a 95% de seu volume total. Os poros da espuma metálica podem ser isolados (espuma de malha fechada, Figura 3.3a) ou interconectados (espuma de malha aberta, Figura 3.3b). Espumas metálicas são comumente encontradas em cobre e alumínio, mas podem ser fabricados em outros metais como: níquel, ferro, prata, tungstênio, titânio, molibdênio, zinco, cobalto e suas ligas.

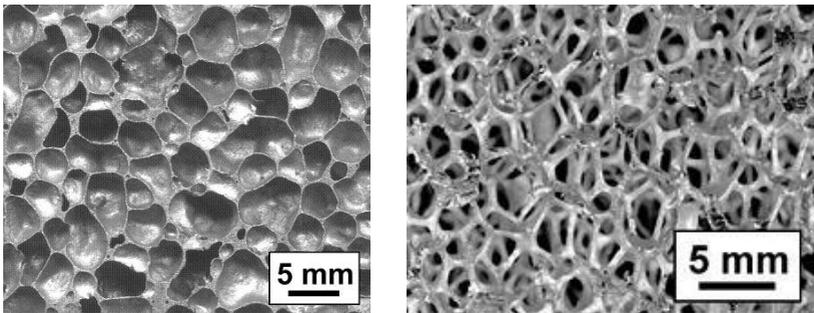


Figura 2.5 - a) Espuma de malha fechada b) Espuma de malha aberta

Os principais parâmetros das espumas metálicas são:

- Densidade linear de poros, d_p : medida em poros por polegada linear (PPI, *pores per inch*)
- Porosidade: razão entre volume de vazios e volume total da espuma.
- Densidade relativa: razão entre a densidade da espuma metálica e a do material que a compõe.
- Área específica, σ : área superficial por unidade de volume [m^{-1}]

Dukhan e Patel (2008) em estudo de perda de carga em espumas metálicas desenvolveram correlações que descrevem a área específica em função da porosidade da espuma metálica para determinados valores de d_p :

Para $d_p = 10$ PPI;

$$\sigma = 349,15 \ln(1 - \varepsilon) + 1667,99 \quad [2.28]$$

Para $d_p = 20$ PPI;

$$\sigma = 442,2 \ln(1 - \varepsilon) + 2378,62 \quad [2.29]$$

Para $d_p = 40$ PPI;

$$\sigma = 694,57 \ln(1 - \varepsilon) + 3579,99 \quad [2.30]$$

Choon *et al.* (2006) realizaram experimentos de ebulição em convecção natural utilizando como superfície de testes uma espuma porosa de cobre de 32 mm de espessura, densidade relativa de 5% e d_p de 50 PPI. Os testes foram realizados com água como fluido de trabalho a uma pressão de 1,8 kPa. Choon *et al.* (2006) encontraram um aumento na troca de calor em relação àquela obtida em outros trabalhos da literatura utilizando superfície de cobre planas.

Yang *et al.* (2010) estudaram os efeitos do d_p e da espessura da espuma metálica, bem como da temperatura do líquido no fenômeno de transferência de calor por ebulição em convecção natural em uma espuma metálica. Neste trabalho, foram realizados testes com água como fluido de operação em espumas de:

- $d_p = 30, 60$ e 90 PPI
- Porosidade = 88 e 95%
- Espessura = $1,0, 2,0, 3,0, 4,0$ e $5,0$ mm

2.4.1 Efeito da densidade linear de poros

O valor de d_p da espuma metálica está diretamente relacionado com o diâmetro dos poros. Para uma porosidade constante, quanto maior for o valor de d_p , menores serão os poros. Poros menores criam maior resistência ao escoamento do vapor, efeito que reduz a eficiência na

troca de calor. Apesar da maior resistência à liberação das bolhas de vapor, poros menores auxiliam na admissão de líquido por efeito capilar. A admissão de líquido reduz a ocorrência de zonas secas no interior da espuma, aumentando por consequência a transferência de calor. Como os dois efeitos são antagônicos, existe um ponto de d_p ótimo para o qual o coeficiente de transferência de calor por convecção é máximo. Na Figura 2.6, é possível identificar a dependência do coeficiente de transferência de calor em relação ao d_p da espuma metálica. No eixo das ordenadas encontra-se a razão entre os coeficientes de transferência de calor por convecção da superfície com acoplamento da espuma metálica e da superfície plana.

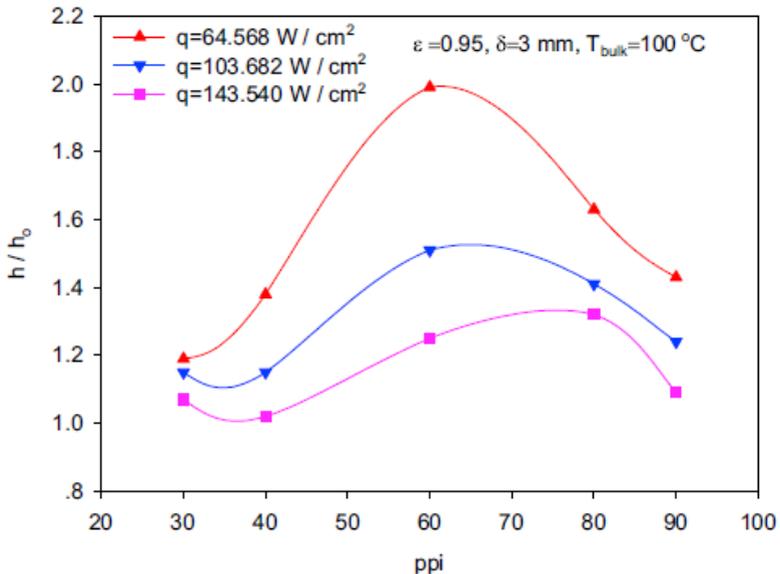


Figura 2.6 - Efeito do d_p da espuma metálica (Yang *et al.* 2010)

2.4.2 Efeito da espessura da espuma metálica

O aumento da espessura da espuma metálica sobre a superfície acarreta em uma maior área de troca de calor e em um maior número de pontos de nucleação, sendo que ambos os efeitos são positivos para a transferência de calor por ebulição. Por outro lado, espumas metálicas de grandes espessuras, geram uma grande resistência ao escoamento do vapor, deteriorando o coeficiente de transferência de calor. Assim,

existe um ponto de ótimo de espessura, no qual a transferência de calor é máxima. O ponto de ótimo de espessura depende não só do d_p e da porosidade da espuma metálica, mas também das condições de operação, como fluxo de calor dissipado e temperatura do líquido. As curvas da Figura 2.7 mostram o efeito da espessura da espuma metálica, para diferentes fluxos de calor.

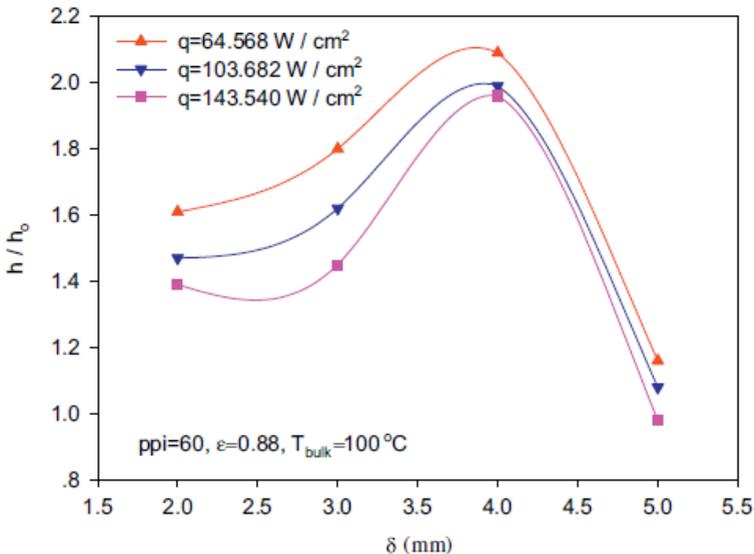


Figura 2.7- Efeito da espessura da espuma metálica (Yang *et al.* 2010)

2.4.3 Efeito do Sub-resfriamento do Líquido

O aumento do sub-resfriamento do líquido que submerge a superfície de teste acarreta em uma maior condensação das bolhas dificultando seu crescimento, efeito este, que pode diminuir a transferência de calor. Para superfícies planas, essa redução da troca térmica é refletida em um aumento da temperatura da superfície.

Superfícies acopladas a espumas metálicas possuem grande quantidade de sítios de nucleação de bolhas; por este fato, apesar da redução da ebulição, a temperatura da superfície diminui com o aumento do sub-resfriamento. O efeito do sub-resfriamento para a superfície plana e para a superfície porosa é ilustrado na Figura 2.8.

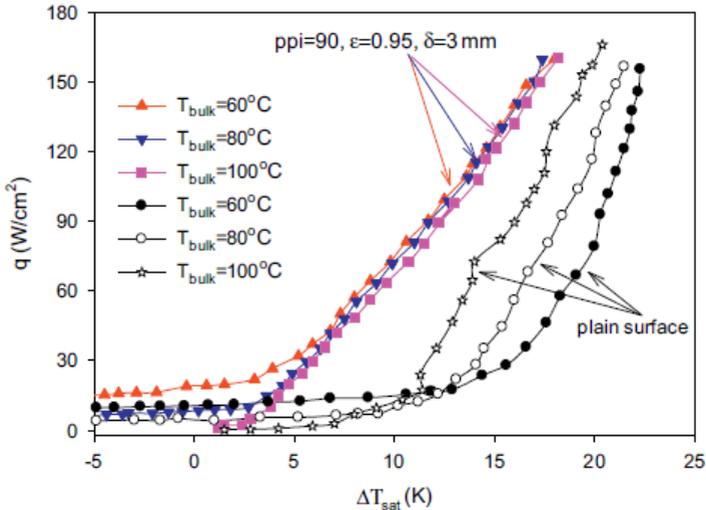


Figura 2.8 - Efeito do sub-resfriamento (Yang *et al.* 2010)

2.4.4 Efeito da Presença de Óleo na Superfície

A presença de óleo lubrificante (usado em sistemas de refrigeração) na superfície tende a reduzir o coeficiente de transferência de calor por dois fatores:

- Aumento da tensão superficial do líquido, diminuindo a frequência de geração das bolhas de vapor.
- Criação de uma camada rica em óleo sobre a superfície, a qual gera uma resistência térmica.

Zhu *et al.* (2011) realizaram testes de ebulição em convecção natural com a mistura do fluido refrigerante R113 e o óleo VG68 em superfícies porosas de d_p de 10 e 20 PPI e porosidade de 90, 95 e 98% e verificaram que quanto maior é a concentração de óleo, maior é a deterioração no desempenho de ebulição. O efeito prejudicial da presença do óleo pode ser observado na Figura 2.9. Na figura são mostradas curvas da razão entre o coeficiente de transferência de calor da mistura óleo refrigerante e o do refrigerante puro para diferentes concentrações de óleo e superfícies porosas.

Zhu *et al.* (2011) constataram também que as superfícies porosas são menos sensíveis ao efeito negativo do óleo que as superfícies lisas.

Esta diferença de sensibilidade se deve ao fato de a camada rica em óleo ter maior facilidade em recobrir os pontos de nucleação da superfície lisa que os pontos de nucleação situados nas fibras metálicas da superfície porosa.

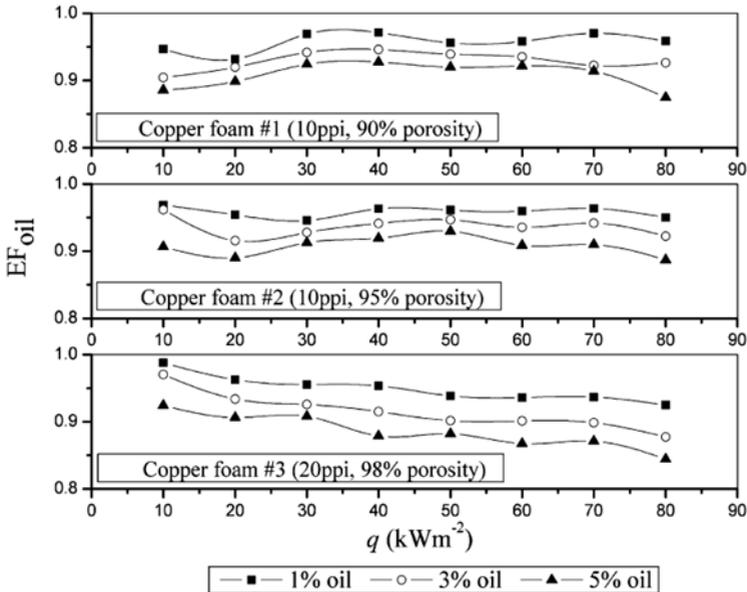


Figura 2.9 - Efeito da presença de óleo (Zhu *et. al.* 2011)

A diminuição do coeficiente de transferência de calor causada pela presença de óleo também foi observada por Ding (2011) em testes com o par R-113 e VG68, empregando maiores concentrações de óleo.

2.4.5 Efeito da Inclinação da Superfície

Para pequenos valores de fluxo de calor, a inclinação da superfície prejudica a troca térmica. A posição horizontal da superfície permite que as bolhas de vapor escapem da espuma metálica mais facilmente, aumentando a transferência de calor. Com o aumento do fluxo de calor dissipado na superfície, o fenômeno de ebulição passa a não ser controlado pela resistência ao desprendimento das bolhas de vapor, mas sim pela dificuldade de sucção de líquido para o interior da superfície porosa. A posição vertical da superfície ajuda a criar uma

força de empuxo que suga o líquido da parte inferior da superfície, melhorando a troca de calor. O efeito da inclinação da superfície na ebulição em piscina da acetona em uma superfície porosa de d_p igual a 30 PPI pode ser observado na Figura 2.10. Na figura, são apresentadas curvas de ebulição para quatro diferentes inclinações, 0, 30, 60 e 90° da superfície porosa. Também é indicado o ponto de transição situado na intersecção destas. O ponto de transição separa a região controlada pela resistência à liberação das bolhas de vapor (esquerda) da região controlada pela resistência a admissão de líquido (direita).

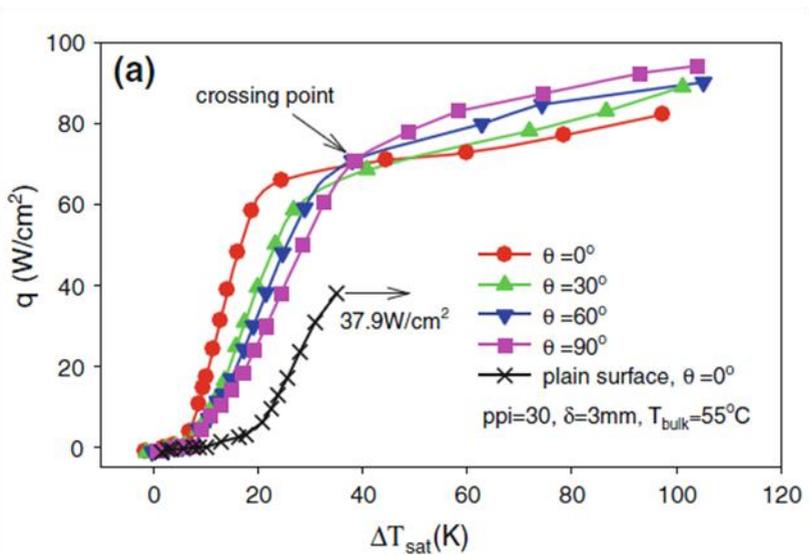


Figura 2.10 - Efeito da inclinação da superfície (Yang *et al.* 2010b)

2.4.6 Correlações para a ebulição em convecção natural em espumas metálicas

Yang *et al.* (2010b) ajustaram seus dados utilizando uma correlação para o número de Nusselt em função de seis números adimensionais:

$$Nu = C_1 Ste^{C_2} Bo^{C_3} Re^{C_4} F^{C_5} ANG^{C_6} \theta^{C_7} \quad [2.31]$$

onde:

- Número de Stefan, Ste
- Número de Bond, Bo
- Número de Reynolds, Re
- Efeito Tamanho/Geometria, F : razão entre espessura da espuma metálica e o diâmetro dos poros.
- Efeito Inclinação, ANG : definido como $ANG = e^{(\theta/360^\circ)}$
- Efeito do Sub-resfriamento, Θ : razão entre sub-resfriamento e temperatura do líquido

Choon *et al.* (2006) utilizaram o formato da correlação de Rohsenow acrescida de dois termos: correção do efeito da pressão e correção do efeito da área para regredir seus dados experimentais, resultando em:

$$\Delta T_w = \frac{C_{sf} h_{lv} Pr_l^S}{C_{pf}} \left[\frac{q''_{load}}{\mu_l h_{lv}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \right]^n \left(\frac{P}{P_{atm}} \right)^m \left(\frac{A_{wetted}}{A_{base}} \right)^\alpha \quad [2.32]$$

onde C_{sf} e S são constantes específicas para uma combinação de fluido e propriedades da superfície.

Zhu *et al.* (2011) também utilizaram o formato da correlação de Rohsenow acrescida de termos extras para correlacionar seus dados experimentais. Para corrigir o efeito da área, foi utilizado um termo similar ao da correlação de Choon *et al.* (2006), porém com outro expoente:

$$\left(\frac{A_{wetted}}{A_{base}} \right)^{C_1 + C_2 d_p + C_3 \varepsilon + C_4 q} \quad [2.33]$$

onde d_p , ε e q representam, respectivamente, a densidade linear de poros, a porosidade da superfície e o fluxo de calor.

2.5 Resfriamento por *spray* (*Spray cooling*)

O fenômeno de resfriamento por *spray*, apesar de intensamente estudado, ainda está longe de ser entendido por completo devido aos inúmeros fatores que o influenciam.

Kim (2007) revisou artigos da literatura com o objetivo de apresentar o estado da arte desta tecnologia. Kim (2007) ressaltou que muitos pesquisadores observaram que para baixos valores de superaquecimento da superfície (diferença entre a temperatura da superfície e a do fluido), a dependência do fluxo de calor para com a temperatura da superfície é praticamente linear indicando que para estas condições ocorre o mecanismo monofásico de transferência de calor. Foi analisada também a influência de diversos parâmetros sobre a performance do *spray cooling*, como: efeito da velocidade de impacto, do diâmetro médio de Sauter, rugosidade, porosidade e geometria da superfície, efeito de gases não condensáveis dissolvidos no *spray*, efeito da inclinação do spray e da gravidade.

Mudawar *et al.* (2008) testaram como fluido de operação o HFE-7100 da família 3M Novec (HFC) conseguindo alcançar valores de fluxo de calor superiores a $250\text{W}/\text{cm}^2$ sem aquecer a superfície além dos 125°C . Mudawar *et al.* (2008) ressaltaram que o fluxo de calor crítico sofre maior influência da vazão volumétrica de refrigerante do que da pressão de saturação e do grau de subresfriamento.

Cabrera e Gonzalez (2003) relataram os efeitos causados pela variação da vazão, da velocidade das gotículas, do grau de subresfriamento e da pressão ambiente. No que se refere à vazão volumétrica, foi constatado que maiores vazões permitem a obtenção de maiores fluxos de calor, devido a maior estabilidade e melhora do processo de ebulição nucleada, conforme mostra a Figura 2.11. Foi mostrado também que o subresfriamento do fluido aumenta o fluxo de calor da superfície.

Com relação à velocidade das gotículas, Cabrera e Gonzalez (2003) verificaram que para um mesmo fluxo de massa, sprays com maiores velocidades atingem maiores valores de fluxo de calor crítico a menores valores de superaquecimento da superfície. Navedo (2000) estudou os efeitos das características do spray no fenômeno de *spray cooling*, e encontrou que a velocidade das gotículas exerce grande influência sobre o aumento do fluxo de calor crítico e uma influência não tão significativa no coeficiente de transferência de calor; já o número de gotículas influencia fortemente ambos. Corroborando os resultados, Chen *et al.* (2002) relataram que sprays menos densos, porém com altas velocidades de gotículas, são mais eficientes no aumento do fluxo de calor crítico do que sprays densos de baixa velocidade. Navedo (2000) concluiu também que a diminuição do diâmetro médio de Sauter melhora o coeficiente de transferência de calor reduzindo, porém, o fluxo de calor crítico.

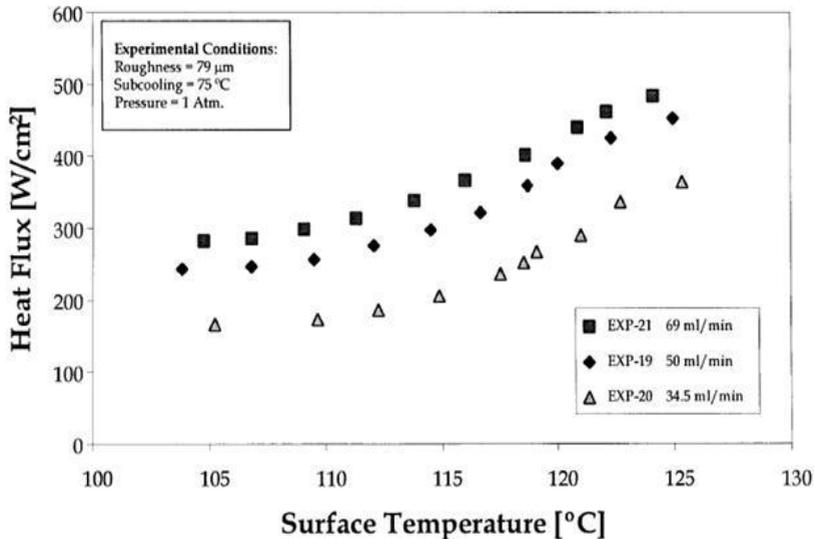


Figura 2.11 - Fluxo de calor em função da temperatura da superfície para diferentes valores de vazão volumétrica de água (Cabrera e Gonzalez, 2003)

Kim *et al.* (1997) estudaram a interferência do spray sobre um escoamento de líquido subresfriado e concluíram que quanto mais fina é a camada de líquido sobre a placa, maior é a remoção de calor. Outra constatação feita foi referente à distribuição do coeficiente de transferência de calor na superfície, sendo encontrado que o seu valor decresce do centro do spray para a periferia da superfície. Além do mais o coeficiente tende a se homogeneizar com o aumento da vazão de líquido sobre a placa.

Segundo Shedd (2007), se as gotículas incidirem a uma vazão muito baixa sobre a superfície, a temperatura da superfície cresce, podendo ocorrer o efeito de Leidenfrost, prejudicando a taxa de remoção de calor. Em situações onde as gotículas incidem a uma vazão muito alta, não há tempo para que ocorra a evaporação do fluido, formando assim uma espessa camada de líquido, aumentando a resistência à transferência de calor. Para Shedd (2007), o ponto chave, para a obtenção do ponto ótimo de remoção de calor, é a correta e efetiva drenagem do fluido no estado líquido sobre a placa.

Rioboo *et al.* (2001) estudaram a morfologia das gotas ao se impactarem em uma superfície seca e concluíram que este impacto pode

ocorrer de seis formas diferentes: deposição, borrfio imediato, borrfio em coroa, fragmentação, ricochete parcial e ricochete total. Os padrões de impacto são influenciados principalmente pela velocidade de impacto, diâmetro das gotículas, tensão superficial e viscosidade do fluido, além da rugosidade da superfície.

Wendelstorf *et al.* (2008) pesquisaram o efeito de camadas de óxidos na superfície aquecida. Nesta pesquisa foi utilizada a água como fluido de operação. Wendelstorf *et al.* (2008) concluíram que o fenômeno de *spray cooling* tende a retirar a camada de óxido da superfície, porém em metais como aços inoxidáveis, estas camadas são mais estáveis. A espessura da camada de óxido aderente diminui o coeficiente de transferência de calor para valores de fluxo menores que o fluxo de calor crítico. Camadas espessas de óxidos na superfície, além de alterar a molhabilidade da superfície, tendem a retardar o ponto de Leidenfrost, podendo assim melhorar o coeficiente de transferência de calor para altos superaquecimentos da superfície, conforme pode ser visto na Figura 2.12.

Pavlova *et al.* (2008) desenvolveram um dispositivo de controle do spray consistindo de quatro jatos concorrentes ao spray principal. Controlando a vazão dos jatos concorrentes, foi possível alterar a dispersão das gotículas do spray principal.

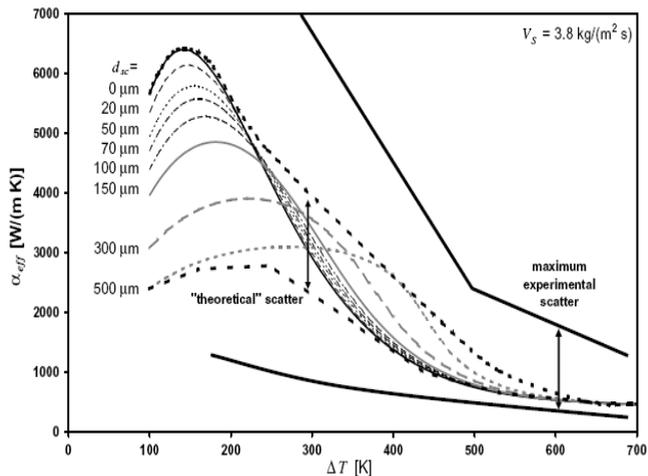


Figura 2.12 - Coeficiente de transferência de calor por superaquecimento da superfície para diversos valores de espessura da camada de óxido (Wendelstorf *et al.*, 2008)

Duursma *et al.* (2009) não encontraram variações significativas na performance do resfriamento por *spray* com nanofluidos; perceberam, porém que as nanopartículas inibem o processo de fragmentação das gotículas durante o impacto com a superfície.

Akafuah *et al.* (2009) utilizaram uma câmara de infravermelho para visualização do *spray* e para a caracterização do ângulo de abertura do *spray*.

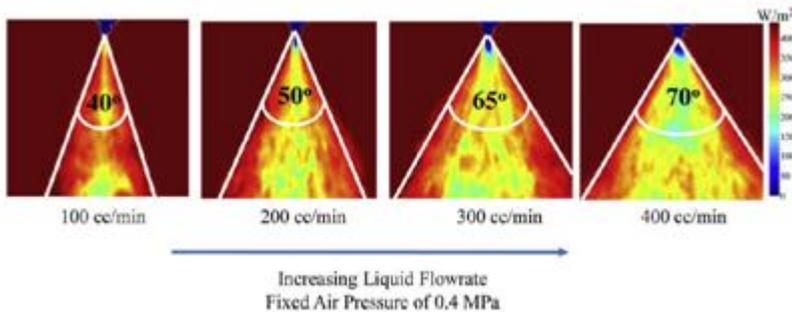


Figura 2.13 – Ângulo de abertura do *spray* (Akafuah *et al.*, 2009)

No tocante à modelagem dos processos de transferência de calor com e sem mudança de fase no resfriamento por *sprays*, uma quantidade significativa de trabalhos se encontra disponível na literatura. Uma revisão destes trabalhos foi apresentada recentemente por Lückmann (2010) e, por brevidade, não será repetida aqui. Lückmann (2010) propôs um modelo matemático quasi-bidimensional para resolver o campo de velocidades, concentrações e temperaturas no *spray* incidindo sobre uma superfície horizontal voltada para cima. O modelo foi acoplado a um segundo modelo para determinar a espessura e a velocidade do filme líquido formado sobre a superfície. O coeficiente de transferência de calor foi calculado a partir de um modelo de superposição onde a parcela de ebulição nucleada foi calculada pela correlação de Nishikawa *et al.* (1967) para ebulição em filmes finos. O modelo foi verificado a partir de dados experimentais da literatura, demonstrando uma concordância de $\pm 30\%$ para o coeficiente de transferência de calor médio.

2.5.1 Histerese

Bostanci *et al.* (2009) observaram a ocorrência de histerese durante os testes experimentais de resfriamento por *spray* de amônia em superfícies estendidas de alumínio. A transferência de calor acontecia de forma mais eficiente quando os testes eram realizados na ordem decrescente de fluxo de calor. Foram testadas três diferentes superfícies e o efeito da histerese se mostrou mais significativo na superfície de maior rugosidade, diferentemente do que se é observado no resfriamento por ebulição em convecção natural.

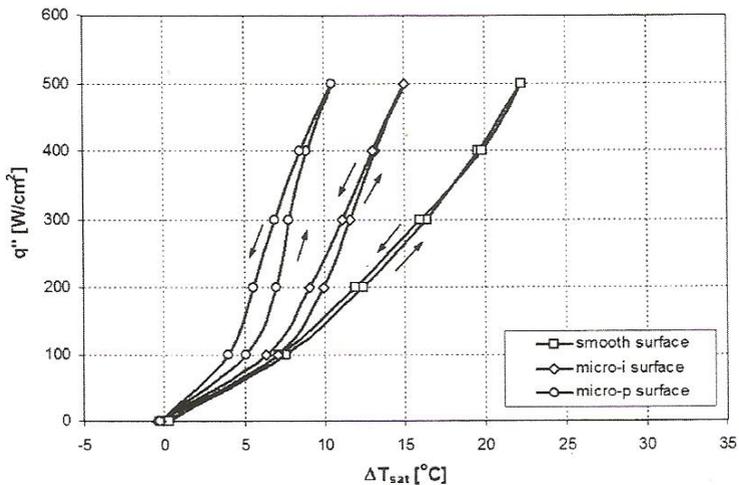


Figura 2.14 – Efeito da histerese durante os testes de resfriamento por *spray* (Bostanci *et al.*, 2009)

2.6 Correlações para resfriamento por *spray* (*Spray Cooling*)

Cabrera e Gonzalez (2003) criaram correlações empíricas para o fluxo de calor para o regime de ebulição nucleada em função do diâmetro, velocidade inicial e fluxo de massa das gotículas, grau de sub-resfriamento, rugosidade da superfície e pressão ambiente.

$$\frac{q''}{\rho v h_{lv}} = 0,245 Ja^{1,038} (T^*)^{-0,491} (G^*)^{0,133} \left(\frac{R_t}{D}\right)^{0,213} (P^*)^{0,291} \quad [2.34]$$

onde $T^* = \frac{\Delta T_{sat}}{\Delta T_{sub}}$, $G^* = \frac{\rho \sigma \dot{m}}{\mu^3}$, $P^* = \frac{P}{P_0}$, \dot{m} é a vazão mássica, R_t é a rugosidade da superfície, D é o diâmetro médio das gotículas.

Rybick e Mudawar (2006) propuseram a seguinte correlação para *sprays* monofásicos de PF-5052:

$$Nu_{d_{32}} = 4,7 Re_{d_{32}}^{0,61} Pr_f^{0,32} \quad [2.35]$$

onde $Nu_{d_{32}}$ e $Re_{d_{32}}$ são definidos utilizando o diâmetro de Sauter, d_{32} , como dimensão característica: $Nu_{d_{32}} = \frac{q''}{T_w - T_l} \frac{d_{32}}{k}$, $Re_{d_{32}} = \frac{\rho \bar{Q}'' d_{32}}{\mu}$, \bar{Q}'' é o fluxo volumétrico definido como: $\bar{Q}'' = \frac{\pi d^3}{6} NV$, N é a densidade de gotículas e V a velocidade das gotículas.

Ashwood (2006) desenvolveu uma correlação empírica para prever o coeficiente de transferência de calor para o fenômeno de *spray cooling*, supondo que o escoamento do fluido sobre a superfície ocorre em duas camadas: uma inferior sob o regime laminar, e outra superior turbulenta:

$$h = \mathbb{C} \left(\frac{kCp}{\nu} \right)^{0,5} \dot{m}''^{0,5} \quad [2.36]$$

onde \mathbb{C} é uma constante dependente da quantidade de *sprays* incidentes sobre a superfície, \dot{m}'' é o fluxo mássico dado em $\frac{kg}{s \text{ cm}^2}$, Cp é o calor específico do fluido dado em $\frac{kJ}{kg \text{ K}}$ e h é o coeficiente de transferência de calor dado em $\frac{W}{\text{cm}^2 \text{ K}}$.

Kalantari e Tropea (2007) criaram uma correlação para estimar a espessura da camada de líquido que se forma sobre a superfície exposta ao *spray*. Os autores utilizaram uma câmara CCD de alta velocidade para medir a espessura da camada de líquido.

Abbasi *et al.* (2010) correlacionaram o coeficiente local de transferência de calor à pressão que o *spray* realiza sobre a superfície:

$$h = C_1 P^{0,5} \quad [2.37]$$

onde C_1 é um coeficiente dependente do tipo de *spray*.

2.7 *Spray Cooling* empregando R-134a

Hsieh *et al.* (2004a) conduziram experimentos em resfriamento por *spray* de uma superfície de cobre de 80 mm de diâmetro, empregando como fluido de trabalho a água e R-134a. Hsieh *et al.* (2004a) testaram três vazões mássicas para cada fluido, para o R-134a foram testadas as vazões de 1,63, 2,18 e 2,7 kg/h. O efeito da vazão mássica de fluido refrigerante, do número de Weber e do grau de sub-resfriamento foi investigado por Hsieh *et al.* (2004b). Neste trabalho os ensaios experimentais foram conduzidos em regime transiente, a superfície era aquecida por resistências elétricas que era desligadas simultaneamente ao acionamento do *spray* e a variação da temperatura era então registrada. O fluxo de calor local removido da superfície era estimado pela solução de um problema inverso unidimensional. Na Figura 2.15 é mostrado o perfil de coeficiente de transferência de calor para o instante de 200 s após o início do ensaio experimental de resfriamento por *spray* com R-134a.

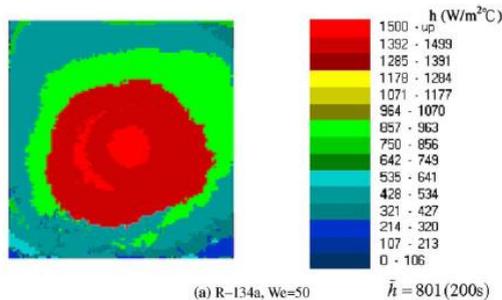


Figura 2.15 – Perfil de coeficiente de transferência de calor durante o resfriamento por *spray* de uma superfície de cobre (Hsieh *et al.*, 2004b)

Um sistema de *flash* rápido provendo iluminação por 500 μs , foi utilizado por Hsieh *et al.* (2006) para possibilitar a captura de imagens do padrão de escoamento do *spray* de R-134a. A partir destas imagens, mostradas na Figura 2.16, o diâmetro médio de Sauter local, d_{32} , foi estimado por meio de métodos computacionais.

Hsieh *et al.* (2007) estudaram o resfriamento por *spray* sem a ocorrência de ebulição. Neste trabalho, foi medido o perfil de velocidade em quatro seções do *spray* de fluido refrigerante por meio da técnica de LDV – *Laser Doppler Velocimetry*.

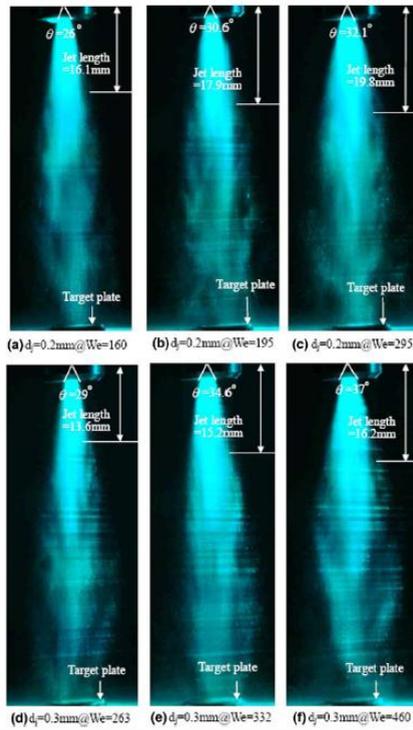


Figura 2.16 – Fotografias de *sprays* de R-134a pulverizado por bicos injetores de 0,2 e 0,3 mm a uma distancia de 60 mm. (Hsieh *et al.*, 2006)

2.8 Objetivos Específicos

Com base no material apresentado na revisão da literatura, observa-se que ainda há lacunas tanto no entendimento dos aspectos fundamentais e na caracterização experimental da transferência de calor no resfriamento por *sprays* com mudança de fase, principalmente no que diz respeito ao uso de fluidos refrigerantes (por exemplo, R-134a) e à ebulição em superfícies estendidas, como as espumas metálicas. Desta forma, visando atingir os objetivos principais do trabalho, os seguintes tópicos foram definidos como objetivos específicos:

- Montagem de um aparato para a caracterização experimental da transferência de calor em superfícies estendidas, resfriadas por *sprays* de fluido refrigerante.
- Avaliação da influência dos parâmetros: vazão mássica de fluido refrigerante, pressão ambiente e fluxo de calor transferido às superfícies estendidas, sobre o coeficiente de transferência de calor e fluxo de calor crítico.
- Comparação de desempenho entre diferentes tipos de superfícies estendidas (plana, aletada e de espuma metálica).
- Comparação dos resultados obtidos neste trabalho com correlações apresentadas na literatura.

3.1 Bancada experimental

Uma bancada experimental foi construída possibilitando a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície aquecida e o *spray* em função de diversos parâmetros controlados. Na Figura 3.1, é mostrado um esquema simplificado do aparato experimental.

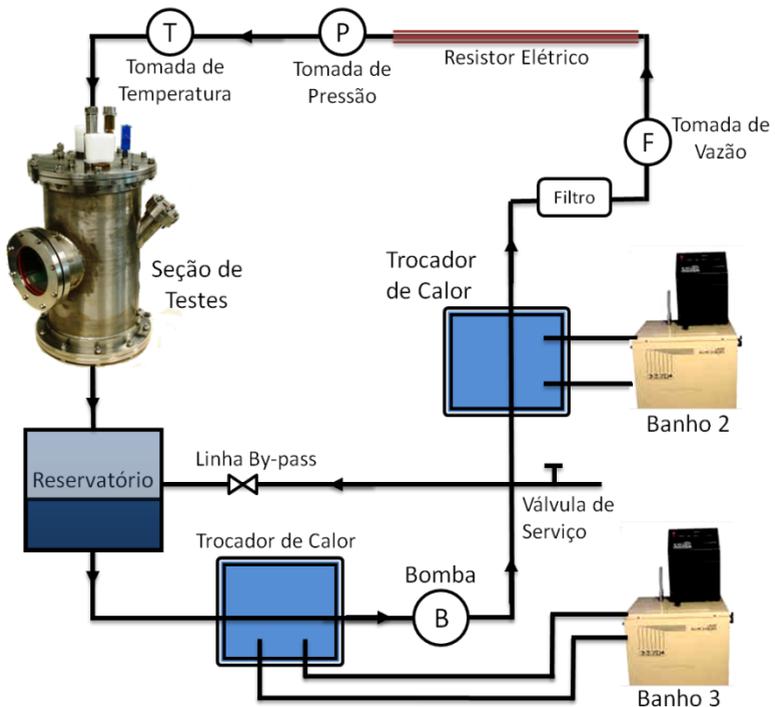


Figura 3.1 - Esquema da bancada de determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção

O aparato experimental consiste de um circuito fechado por onde escoo o fluido refrigerante, R-134a. Este sistema tem a capacidade de controlar a vazão de refrigerante, bem como sua temperatura. Um bico injetor é responsável por atomizar o fluido, gerando um *spray*, que

resfria um corpo de prova aquecido por efeito Joule (bloco aquecedor). A pressão da câmara de teste e a potência elétrica dissipada no bloco aquecedor, com a qual é calculado o fluxo de calor através de sua superfície superior exposta ao *spray*, também são controladas.

A temperatura da superfície exposta é medida e, em adição aos parâmetros de entrada, faz-se possível a determinação do coeficiente de transferência de calor do processo de resfriamento por *spray*.

3.2 Câmara de teste

A câmara de teste consiste de um vaso de pressão de formato cilíndrico de aço inoxidável, dotado de três janelas para a visualização. É no interior deste ambiente que o fenômeno de transferência de calor da superfície aquecida para o fluido de operação ocorre. A pressão no interior da câmara é medida por um transdutor de pressão absoluta situado na tampa superior da câmara e controlada por uma serpentina de cobre que condensa parte do vapor de refrigerante. Na Figura 3.2, é mostrado um esquema da câmara de teste. As tampas superior e inferior são fixadas ao corpo da câmara de teste por parafusos, e *o-rings* são utilizados como sistema de vedação. Parafusada à tampa inferior, encontra-se a seção de testes.

A temperatura do interior da câmara de teste é mensurada por três termopares do tipo T localizados na parte superior (avaliando a temperatura do fluido refrigerante próximo à serpentina), na parte lateral (medindo a temperatura do R-134a no estado gasoso) e na parte inferior (em contato com o R-134a na fase líquida).

O refrigerante entra na câmara de teste pela canalização principal no estado líquido sub-resfriado e dirige-se ao bico injetor onde é atomizado em pequenas gotículas. A queda de pressão causada pelo bico injetor é medida por meio de dois transdutores de pressão (na entrada do injetor e na própria câmara de teste).

O *spray* de gotículas de refrigerante proveniente do bico injetor se choca com a superfície de testes, podendo criar, dependendo do fluxo de calor dissipado pelo resistor elétrico no corpo de prova e da vazão de fluido refrigerante, uma película de fluido sobre a superfície. A distância entre o bico injetor e a superfície de testes é ajustada para 17 mm, por meio de uma rosca sem fim. Para um mesmo ângulo de abertura do *spray*, a distância entre o bico injetor e a superfície de teste reflete na área de cobertura da superfície pelo *spray*.

Após o contato com a superfície de testes, o fluido refrigerante escoava para o reservatório por quatro tubos de $\frac{1}{4}$ ” situados na parte inferior da câmara de teste.

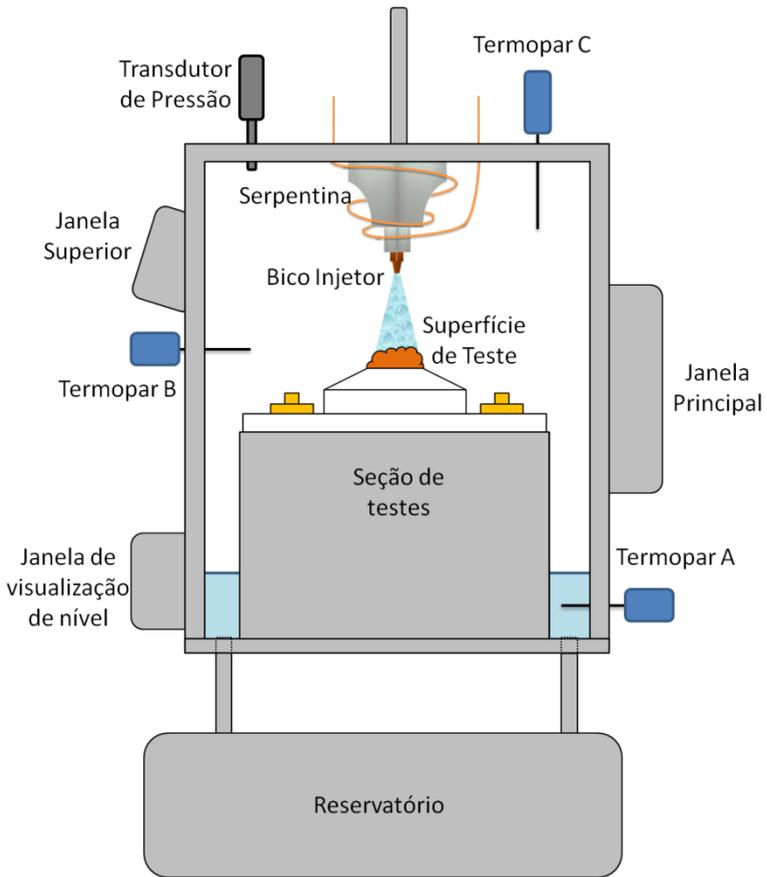


Figura 3.2 – Esquema da câmara de teste

3.3 Seção de testes

A seção de testes é composta por um casulo de cobre eletrolítico de 20mm de diâmetro, munido de uma aba de vedação de diâmetro igual a 50mm, conforme apresentado na Figura 3.3. Na parte inferior do casulo, existe um furo não passante de 10mm de diâmetro e 35mm de profundidade, no qual é alojado um resistor elétrico do tipo cartucho. Previamente à acomodação do resistor elétrico, é realizada uma

cobertura do mesmo com pasta térmica para aumentar o contato térmico com o casulo de suporte. Uma tampa de cobre antepara o resistor elétrico impedindo seu deslocamento para fora do casulo.

Em ambas as extremidades do casulo foram abertas roscas. Um furo passante enviesado atravessa a lateral do cartucho atingindo sua extremidade superior. Quatro termopares para a medição da temperatura da superfície de teste são instalados por dentro deste furo. Os termopares são fixados na superfície superior do casulo por brasagem de estanho.

As superfícies de testes são rosqueadas na parte superior do casulo. O fluido refrigerante que entra em contato com a superfície de testes é isolado do resto do casulo por uma vedação com fita vedaroscas à base de resina de politetrafluoretileno. Para melhorar o contato térmico, o espaço entre a parte superior do casulo e a superfície é preenchido com pasta térmica.

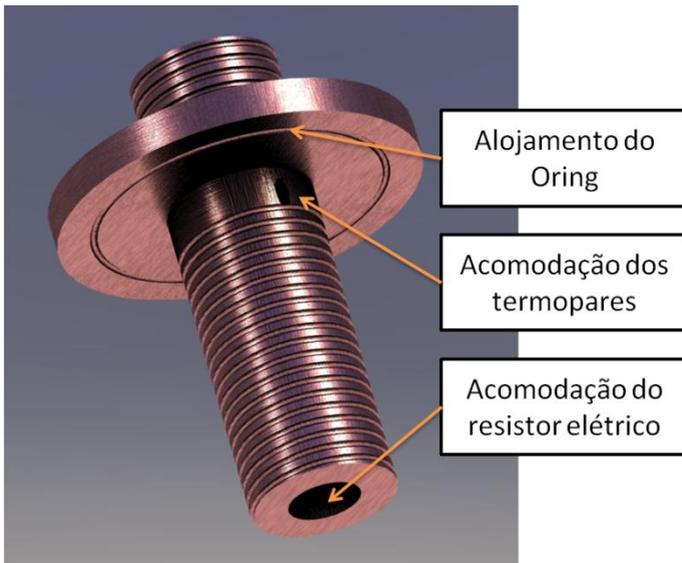


Figura 3.3 – Casulo de suporte

O casulo de suporte é acoplado em uma placa circular de Teflon por meio de uma porca de cobre. Para evitar um desgaste precoce do teflon por causa do contato com a porca durante o aperto da rosca, um calço de Nylon é alojado entre os dois componentes. Um *o-ring* situado

em um alojamento no casulo de cobre é responsável pela vedação do fluido refrigerante.

Uma peça de Nylon foi usinada de modo a se encaixar na parte superior do casulo de suporte, deixando apenas a superfície de testes exposta ao fluido refrigerante. Esta peça de Nylon é fixada à placa de Teflon por silicone.

A placa de Teflon com o casulo de suporte acoplado é parafusada a uma base em formato de chapéu de aço inoxidável por quatro parafusos de latão. A vedação entre a placa de Teflon e o chapéu de aço é feita por um *o-ring* alojado em um rasgo na placa de Teflon. O interior do chapéu de aço inoxidável é preenchido com lã de rocha, e então fixado à tampa inferior da câmara de teste. Uma imagem da seção de testes devidamente montada pode ser vista na Figura 3.4, e um desenho esquemático da montagem dos componentes é mostrado na Figura 3.5, com os componentes deste desenho listados na Tabela 3.1.



Figura 3.4 – Seção de testes (montada com a superfície porosa)

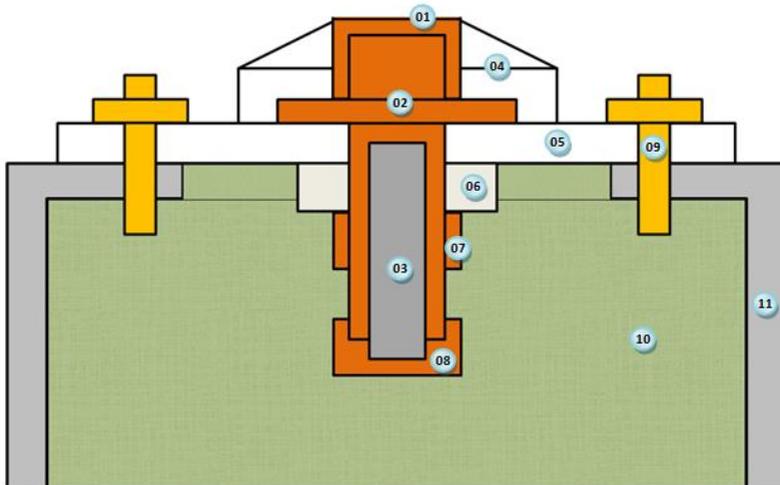


Figura 3.5 - Esquema dos componentes da seção de testes.

Tabela 3.1- Componentes da seção de testes.

Numeração	Componente	Material
01	Superfície de Teste	Cobre
02	Casulo de Suporte	Cobre
03	Resistor Elétrico	Aço
04	Isolamento Térmico	Nylon
05	Isolamento Térmico / Suporte	Teflon
06	Calço	Nylon
07	Porca	Cobre
08	Tampa com Rosca Interna	Cobre
09	Parafuso de Fixação	Latão
10	Isolamento Térmico	Lã de Rocha
11	Chapéu de Suporte	Aço Inoxidável

3.3.1 Vedação da Câmara de Teste

A câmara de teste é mantida pressurizada durante a realização dos testes de ebulição, à pressão de 5 ou 6 bar. O fato de não se trabalhar à pressão atmosférica gera a necessidade de inserção de sistemas de vedação na câmara. Na Figura 3.6 é mostrado um esquema dos sistemas

de vedação da câmara de teste. Em laranja é representado o sistema de vedação por veda-rosca (acoplamento do suporte e as superfícies de testes); os pontos de vedação por *o-rings* são demarcados em vermelho (janelas e superfícies da seção de testes); pela cor amarela estão representados os pontos da câmara que são vedados por soldagem e a região em verde representa os locais onde são empregados conexões tipo Swagelok coladas à câmara de teste por meio de cola estrutural.

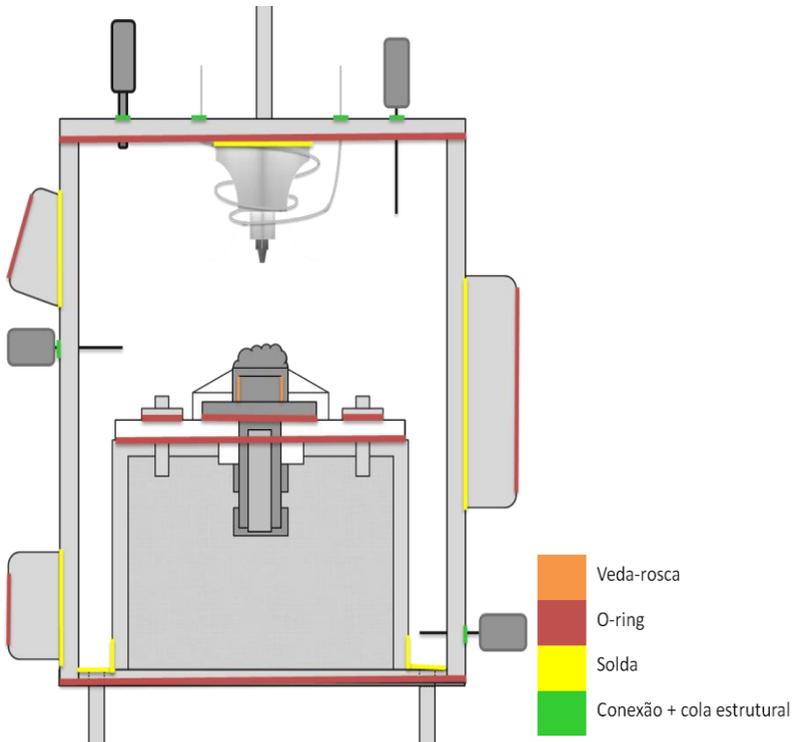


Figura 3.6 – Esquema da vedação da câmara de teste

3.3.2 Isolamento Térmico da Seção

O resistor elétrico de cartucho dissipa calor no interior da seção de teste que é convertido a partir da energia elétrica por efeito Joule. Esta energia térmica é transferida do resistor elétrico para sua vizinhança por condução. Para que a maior parte do calor chegue à superfície de testes, o casulo de cobre foi envolvido com isolamento térmico, conforme foi esquematizado na Figura 3.5.

3.4 Superfícies Testadas

O fenômeno de transferência de calor entre o *spray* de fluido refrigerante e as superfícies estendidas aquecidas é muito sensível às características geométricas da superfície. Para caracterizar esta dependência, foram testadas três diferentes geometrias de superfícies.

3.4.1 Superfície Plana

A superfície plana (ou reta) é uma tampa de 25 mm de diâmetro usinada a partir de um bloco de cobre eletrolítico, cuja superfície superior é plana. Sua rosca interna permite seu acoplamento no casulo de suporte. Dois rasgos laterais foram usinados possibilitando o aperto da superfície por meio de uma chave de boca. A espessura da parede da superfície é de 1 mm. Uma fotografia da superfície plana é mostrada na Figura 3.7.



Figura 3.7 – Superfície Plana

3.4.2 Superfície Aletada com Canais Radiais

A superfície aletada é formada por três canais radiais, que formam seis aletas radiais com 3 mm de altura, conforme mostra a Figura 3.8. O emprego de aletas sobre a superfície aumenta a área de troca (a área superficial é 1,75 vezes maior que a da superfície reta), criando também um maior número de sítios de nucleação de bolhas, devido à maior rugosidade do canal usinado, podendo assim, aumentar o desempenho da ebulição.



Figura 3.8 – Superfície aletada com canais radiais

3.4.3 Superfície com Malha Porosa (Espuma Metálica)

A superfície com malha porosa foi fabricada a partir de uma superfície reta, pelo processo de brasagem de uma espuma metálica de cobre sobre a parte superior de uma superfície reta. Na Tabela 3.2 são apresentadas as principais características da espuma metálica de cobre utilizada neste estudo.

Tabela 3.2 - Características da espuma metálica

Diâmetro	Altura	Porosidade	d_p (PPI)	Área específica	Área Total
25mm	5mm	90%	10	864m^{-1}	$2611,5\text{mm}^2$

O emprego da espuma metálica sobre a superfície acarreta um significativo aumento de área de troca de calor (a área superficial é 5,3 vezes maior que a da superfície reta), o que pode intensificar a transferência de calor. A área específica apresentada na Tabela 3.2 foi calculada através da correlação de Dukhan e Patel (2008) para espumas metálicas com densidade linear de poros de 10 PPI, Equação [2.28]. Na Figura 3.9, são mostradas fotografias da superfície com malha porosa, já instalada na seção de testes.



Figura 3.9 – Superfície Porosa

3.5 Bico injetor

Os processos de atomização de fluidos são largamente utilizados em inúmeras aplicações de engenharia, metalurgia, processamento de alimentos, na agricultura, em processos farmacêuticos e em diversas outras áreas de interesse à sociedade. Através da atomização, um volume de líquido passa a escoar em um regime de *spray*, se dispersando em pequenas gotículas aumentando intensamente a área de interface entre o meio líquido e gasoso.

Os mecanismos mais comuns de atomização são através dos atomizadores por diferença de pressão, pneumático e rotativo, ultrassônico e eletrostático. Os *sprays* estudados no presente trabalho serão gerados por atomizadores por diferença de pressão.

Cada tipo de bico injetor produz *sprays* com determinadas características, como: ângulo de abertura de cone e tipo de cone.

Os atomizadores por diferença de pressão, como o usado no presente trabalho, podem ser classificados, de acordo com sua geometria, em dois subgrupos: bocal simples (*plain orifice*) e bocal espiralado (*pressure-swirl - simplex*) (Lefebvre 1989). Os atomizadores com bocal simples produzem os chamados *sprays* de cone cheio (“*full cone sprays*”), que contém gotículas dispersas em todo seu volume. Já os formados por bocais espiralados tendem a formar os *sprays* de cone oco (“*hollow cone sprays*”), que contém um núcleo gasoso praticamente desprovido de gotículas, e uma parte periférica que contém gotas em maior concentração, conforme ilustrado na Figura 3.10.

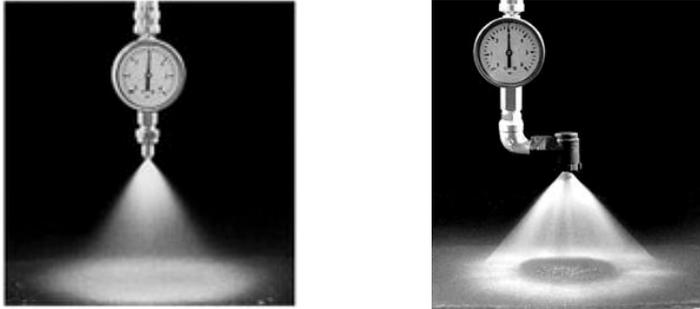


Figura 3.10 – Sprays de cone cheio e cone oco

Nos ensaios utilizou-se um bico injetor comercial, de queimadores de óleo, fabricado pela empresa Danfoss, que produz *sprays* de cone cheio com um ângulo de abertura de 39°. O orifício de saída do bico possui diâmetro de 0,45mm. Na Figura 3.11 é mostrada uma fotografia do bico injetor utilizado durante os testes.



Figura 3.11 – Fotografia do bico injetor

3.6 Fluido de operação

O fluido empregado na bancada experimental foi o R-134a, (1,1,1,2-Tetrafluoretano). Trata-se de um fluido não inflamável de baixa toxicidade cuja fórmula molecular é CH_2FCF_3 . Este haloalcano é um fluido refrigerante com propriedades termodinâmicas próximas às do R-12, porém com menor potencial de depreação da camada de ozônio.

3.7 Controle da vazão

Na bancada experimental, uma bomba de engrenagens succiona o fluido refrigerante em estado líquido da parte inferior do reservatório. A bomba é capaz de fornecer uma diferença de pressão máxima de 8,7 bar a uma rotação de 4000 rpm. Para que não haja cavitação, é importante

que o fluido chegue à bomba no estado de líquido sub-resfriado. Um trocador de calor do tipo duplo-tubo foi instalado a montante da bomba de engrenagens, o qual resfria o fluido refrigerante a fim de garantir o seu estado de líquido sub-resfriado.

A bomba é acoplada a um motor elétrico controlado por meio de um inversor de frequência, tornando-se assim, possível o controle da rotação da bomba e, por conseguinte, da vazão de refrigerante que escoar no circuito. A jusante da bomba existe uma derivação da linha principal do circuito, possibilitando o retorno de parte do refrigerante ao reservatório. A vazão que escoar no *by-pass* bomba-reservatório é regulada por uma válvula agulha instalada na derivação.

3.8 Controle da temperatura

O líquido de trabalho bombeado pela bomba de engrenagens atravessa um trocador de calor duplo-tubo, em espiral. A corrente de refrigerante escoar pela tubulação interna do trocador, transferindo calor para uma corrente de água escoando pelo tubo externo. A corrente de água à baixa temperatura é proveniente de um banho termostático. O banho termostático é um reservatório de água munido de um sistema de refrigeração capaz de manter a água em seu interior a uma temperatura constante e controlada.

O fluido refrigerante é resfriado a uma temperatura inferior, porém próxima, à temperatura desejada do *spray*. Um resistor elétrico de fita de 1000Ω , envolvendo a tubulação, localizado próximo à entrada da seção de testes, realiza o ajuste fino, acrescentando precisão ao sistema de controle da temperatura do refrigerante.

O ajuste fino com o resistor elétrico pode ser realizado de duas diferentes maneiras:

- Ajuste automático: A temperatura de entrada do *spray* é monitorada por um termopar. O sistema de aquisição interpreta o sinal do termopar e, através de um software desenvolvido em LabView, envia um sinal de corrente para um relé que aciona ou não a resistência. O resistor é alimentado enquanto a temperatura do *spray* for menor que a temperatura desejada.
- Ajuste manual: A tensão de alimentação do resistor elétrico é ajustada manualmente através de um transformador de tensão variável – Varivolt, sendo assim ajustada por consequência a potência dissipada pelo resistor e a temperatura do *spray*.

3.9 Controle da pressão

A pressão de baixa do sistema, isto é, da câmara de teste, é controlada por uma serpentina, que condensa parte do vapor de refrigerante contido no interior da câmara de teste. Pela serpentina condensadora escoo água resfriada, proveniente de um banho termoestático com controlador de temperatura.

Ao controlar a temperatura da água que circula na serpentina condensadora, controla-se também a troca de calor entre a serpentina e a câmara de teste. Diminuindo-se a temperatura do banho, uma maior quantidade de calor é trocada da câmara de teste para a serpentina, condensando assim, parte do vapor de R-134a do interior da câmara e por consequência reduzindo a pressão de baixa. O aumento da pressão de baixa se dá pelo aumento da temperatura do banho termoestático.

Para aumentar a precisão do controle de pressão e temperatura, e reduzir a interferência da temperatura ambiente, todo o aparato experimental foi isolado termicamente com espuma elastomérica de condutividade térmica de 0,035W/mK.

3.10 Controle da potência dissipada

A potência dissipada pelo resistor elétrico por efeito Joule é controlada pelo ajuste da tensão de alimentação por dois mecanismos de controle distintos:

- Ajuste automático: O valor da potência desejada é ajustado no software em LabView, que envia um sinal proporcional a um relé de ângulo de fase, por meio do sistema de aquisição de dados. O sistema de aquisição possui saídas analógicas capazes de fornecer sinais entre 0 e 10 Volts. Uma placa eletrônica foi construída para converter o sinal do sistema de aquisição em sinal de corrente de 4 a 20mA, capaz de ser reconhecido pelo relé de ângulo de fase. O relé de ângulo de fase modula a tensão de alimentação do resistor elétrico em função do sinal recebido. Este mecanismo de controle tem como vantagem a possibilidade de ajuste remoto da potência dissipada.
- Ajuste manual: Um varivolt é utilizado para o controle manual da tensão de alimentação do resistor elétrico. A vantagem deste modo de controle é a menor vulnerabilidade ao ruído elétrico e o ajuste da tensão de alimentação sem a necessidade de um sistema de aquisição.

Em ambos os mecanismos de controle, um PID (controlador proporcional integral derivativo), corta a alimentação do resistor elétrico caso a temperatura do resistor ultrapasse um limite pré-estabelecido. Um termopar fixado no resistor é responsável pela medição de sua temperatura.

3.11 Medição dos parâmetros

3.11.1 Medição de temperatura

Na bancada experimental somam-se oito pontos de medições de temperatura realizadas por termopares do tipo T, cobre - constantan (55% Cobre e 45% Níquel), com faixa de operação de -40 a 310°C, além do termopar de proteção, fixado no resistor elétrico e conectado ao PID.

Quatro termopares, estanhados sob a superfície de testes, têm a função de mensurar a temperatura da superfície.

A temperatura de entrada do fluido refrigerante no bico injetor é medida por uma sonda localizada a montante da câmara de teste, na linha principal. Esta é formada por um termopar protegido por uma bainha de aço inoxidável que isola os fios do termopar da corrente de fluido. A sonda aumenta a resistência do termopar, bem como a inércia térmica da medição. Os três termopares situados na câmara de teste, também possuem bainha de proteção.

Os oito termopares (quatro da superfície de testes, três da câmara de teste e um da entrada) são conectados a uma placa com diversos bornes. Os bornes realizam o contato elétrico entre os fios dos termopares e o fio que conecta o sistema de aquisição, formando a “Junta Fria”. Um esquema da medição dos termopares é apresentado na Figura 3.12. O sistema de aquisição mede o potencial elétrico gerado pelos termopares devido ao gradiente de temperatura entre as duas juntas. A junta fria é mantida em um recipiente termicamente isolado do restante do ambiente, a “Caixa Térmica”.

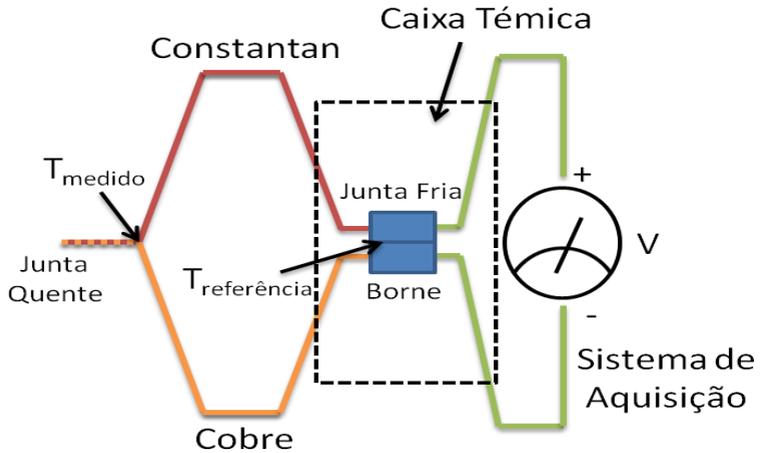


Figura 3.12 – Esquema da “Junta Fria”

A “Caixa Térmica” é isolada por uma camada de poliuretano expandido. Três termistores são empregados para mensuração da temperatura do ambiente interno da “Caixa Térmica”. Esta temperatura é a referência para a medição dos termopares. Na Figura 3.13, é mostrada a caixa térmica aberta, evidenciando as conexões dos termopares aos bornes de contato, e os termistores.

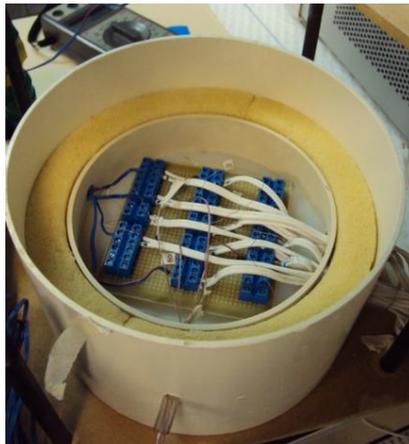


Figura 3.13 – “Caixa Térmica” – junta fria

3.11.2 Medição de Pressão

A bancada experimental é dotada de dois transdutores de pressão, um conectado à câmara de teste, medindo a pressão de baixa do sistema, e outro conectado a montante do bico injetor, medindo a pressão de alta. A diferença entre a pressão mensurada pelos dois transdutores equivale à perda de carga do bico injetor.

Os dois transdutores empregados funcionam à base de extensômetros, elementos que têm sua resistência elétrica alterada quando sofrem deformação. O transdutor de pressão de alta suporta uma pressão de até 20bar, enquanto o de baixa suporta até 10bar.

A medição de pressão de baixa é especialmente importante, pois é com ela que se determina a temperatura de saturação do R-134a no interior da câmara de teste.

3.11.3 Medição de Potência

A potência elétrica dissipada por efeito Joule no resistor elétrico é mensurada por dois transdutores de potência ativa da marca Yokogawa, um para medições de até 80W e outro, até 1000W. Os transdutores são instalados em paralelo e um interruptor faz a seleção de qual transdutor receberá a corrente da linha que liga o resistor.

3.11.4 Medição de vazão mássica

A medição de vazão mássica é realizada pelo transdutor Sitrans F C Mass 2100 da empresa Siemens, baseado no efeito Coriolis, mostrado na Figura 3.14. Os transdutores de vazão por efeito Coriolis possuem em seu interior dois tubos em “U” simetricamente posicionados que são excitados em sua frequência natural. Os tubos vibram em sentidos opostos, gerando uma variação cíclica da posição relativa entre eles. Ao expor esses tubos a um escoamento interno, é gerada neles uma deflexão, alterando o padrão da posição relativa entre eles. A deflexão formada pode ser correlacionada com a vazão mássica que escoou no interior dos tubos.

O transdutor de vazão mássica é instalado a montante do transdutor de pressão de alta.



Figura 3.14 – Transdutor de vazão mássica

3.12 Sistema de Aquisição de Dados

A leitura dos sinais dos transdutores analógicos é realizada por um sistema de aquisição de dados modelo Agilent 34980A. O Agilent 34980A é uma plataforma de aquisição de dados capaz de ler até 1000 canais por segundo a uma resolução de 22bits. Este dispositivo permite o acoplamento de até 8 placas de aquisição e/ou emissão de sinais. Para a aquisição e controle dos dados desta bancada experimental foram utilizadas três placas adicionais: duas do modelo 34921T e uma do modelo 34952T.

O bloco de terminais 34921T permite a leitura de até 40 canais analógicos a uma taxa de leitura de 100 canais por segundo. Nestas placas são lidos os sinais dos transdutores de pressão, vazão, potência, dos termistores e termopares. O bloco de terminais 34952T permite a emissão de sinais para controle. Este dispositivo possui dois canais de saída analógicos capazes de enviar sinal de até 12V a uma corrente de até 10mA e quatro canais digitais de 8 bits de 2,4V a uma corrente de 1mA. O canal digital é utilizado para acionar o resistor elétrico de ajuste fino da temperatura de entrada do fluido refrigerante, quando este se encontra em uma temperatura menor que a desejada. O sinal do canal analógico de saída é enviado para o relé de ângulo de fase a fim de controlar a potência dissipada na superfície de testes.

O sistema de aquisição e controle é gerenciado por um software de aquisição e controle que comanda os ajustes dos parâmetros, a verificação de convergência, a gravação dos dados, entre outros fatores.

3.13 Software de aquisição e controle

Um software para o controle e aquisição de dados foi desenvolvido na plataforma LabView, da National Instruments. O programa é estruturado de acordo com o fluxograma ilustrado na Figura 3.15.

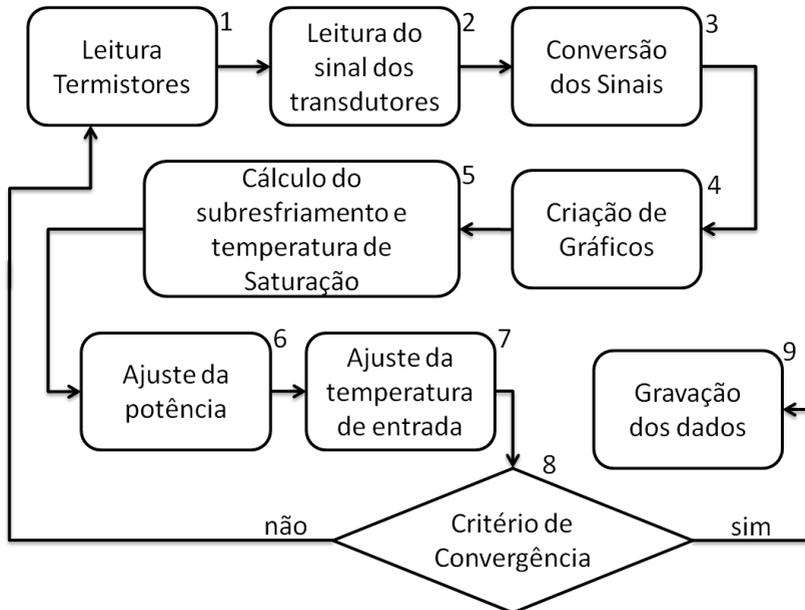


Figura 3.15 – Fluxograma do programa de controle e aquisição

Na Figura 3.15 os números representam:

1. Leitura da temperatura dos termistores da “Caixa Térmica” e cálculo da temperatura de referência,
2. Leitura do sinal de tensão dos transdutores de potência, pressão, vazão e termopares,
3. Conversão dos sinais de tensão em valores de pressão, potência, vazão e temperatura a partir das respectivas curvas de calibração,
4. Criação de gráficos para visualização do comportamento dos parâmetros em função do tempo,

5. Cálculo da temperatura de saturação do R-134a na câmara de teste e do subresfriamento na entrada do bico injetor,
6. Controle da potência dissipada na superfície de testes,
7. Controle da resistência de ajuste fino da temperatura de entrada do fluido refrigerante,
8. Teste de convergência,
9. Gravação dos dados caso o critério de convergência seja atendido.

O software desenvolvido é composto por quatro campos:

- Tela principal, por onde são fornecidas as informações sobre a condição de teste e sobre a gravação dos dados. Nesta tela principal é possível escolher o diretório em que os dados serão armazenados, o nome do arquivo gerado e a forma de gravação: automática (gravado automaticamente após garantida a estabilização) ou manual. Uma imagem da tela principal pode ser visualizada na Figura 3.16.
- Tela de monitoramento da convergência, onde os critérios de convergências podem ser informados, bem como a velocidade de aquisição de dados, e o número de medições utilizadas para a verificação da convergência.
- Telas de monitoramento, onde se encontram os gráficos dos parâmetros mensurados, neste campo se faz possível identificar tendências, auxiliando o processo de ajuste dos parâmetros.
- Barra de monitoramento rápido, consistindo de uma barra lateral contendo os valores dos principais parâmetros mensurados: pressão da linha de alta e baixa, temperatura média da superfície, temperatura média da câmara de teste, potência dissipada no resistor elétrico e vazão mássica do fluido refrigerante. Nesta barra lateral, encontram-se ainda um botão de emergência para desligamento rápido da bancada, e sinalizadores de convergência indicando os parâmetros já convergidos.

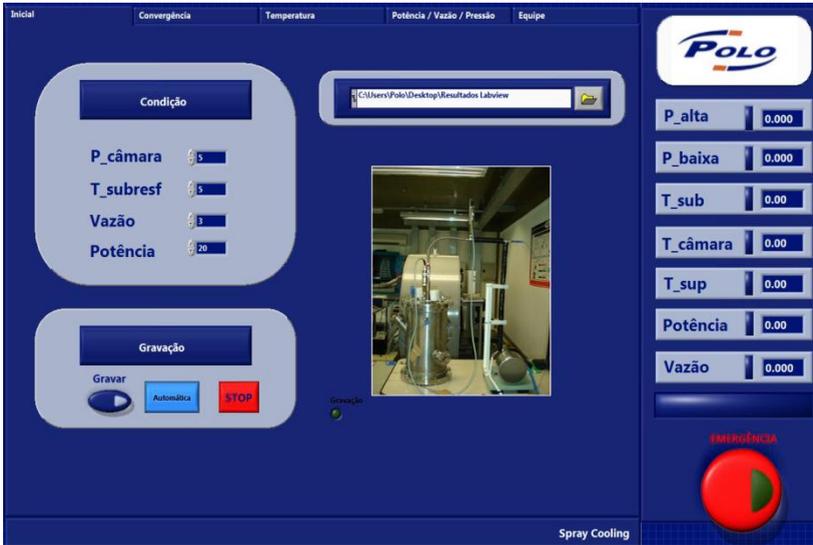


Figura 3.16 – Tela inicial do software de aquisição de dados

3.13.1 Critério de Convergência

Um teste é considerado convergido se durante 300 ciclos de medições a diferença entre o maior e menor valor de cada um dos parâmetros medidos não ultrapassar os valores limites descritos na Tabela 3.3. O critério de convergência foi escolhido considerando as menores dispersões atingíveis na bancada experimental. Depois de verificada a convergência de todos os parâmetros, os dados são gravados durante uma hora.

Tabela 3.3 – Critério de Convergência

Parâmetro	Critério de convergência
Pressão de Alta	0,03bar
Pressão de Baixa	0,03bar
Temperatura de Entrada	0,2°C
Temperatura da Câmara	0,2°C
Temperatura da Superfície	0,2°C
Potência Dissipada	1W
Vazão Mássica	0,025kg/h

4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste capítulo serão descritos os procedimentos para a preparação e realização dos testes. Um fluxograma resumido, apresentado na Figura 4.1, mostra esquematicamente a sequência de etapas para a realização dos testes.

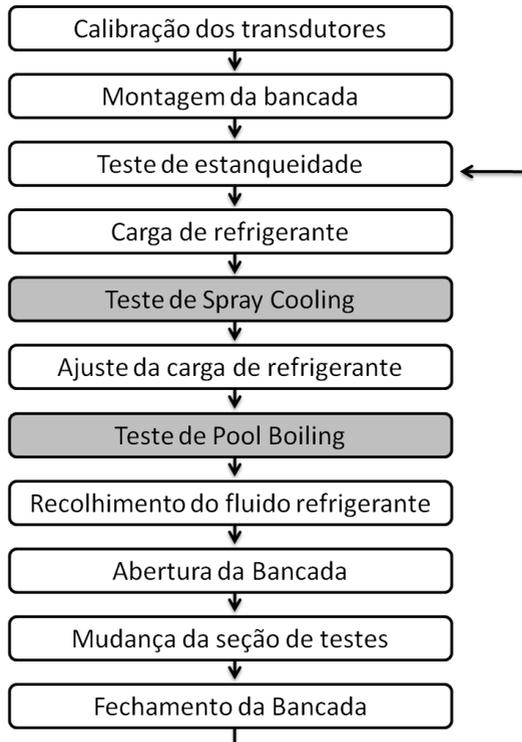


Figura 4.1 – Metodologia de testes

4.1 Calibração

A etapa de calibração dos transdutores é uma etapa crucial para a mensuração precisa dos parâmetros que influenciam o fenômeno de transferência de calor. Quatro diferentes tipos de transdutores são utilizados nesta bancada: termopares, transdutores de pressão, transdutor

de vazão mássica e transdutor de potência. A seguir serão descritos os procedimentos de calibração de cada um dos transdutores citados.

4.1.1 Calibração dos termopares

No aparato experimental, 8 termopares são empregados para a medição de temperatura: 4 situados na seção de testes, 3 distribuídos na câmara de teste e um empregado para mensurar a temperatura do fluido refrigerante na entrada do bico injetor. Todos os 8 termopares são calibrados simultaneamente.

Uma base de isopor é utilizada como suporte para os 8 termopares, neste suporte ainda é acoplado um termômetro padrão, que servirá como referência de temperatura. O suporte de isopor é conectado em um banho termostático conforme mostrado no esquema da Figura 4.2.

Os termopares são conectados à caixa térmica, e os sinais de medição são enviados para o sistema de aquisição de dados.

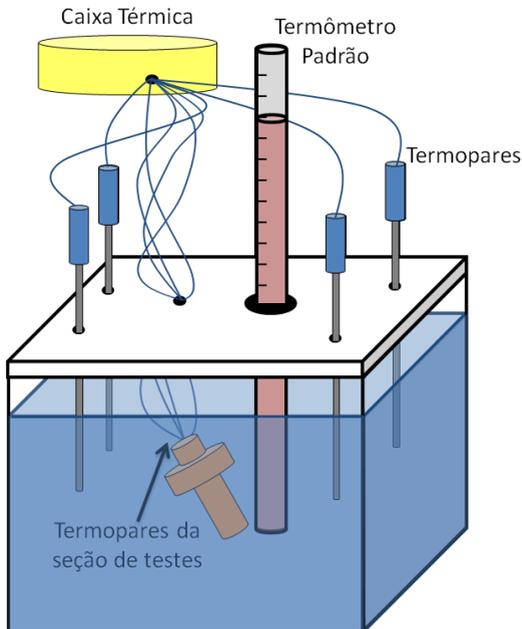


Figura 4.2 – Esquema do aparato de calibração dos termopares.

O procedimento de calibração consiste em ajustar uma temperatura no banho termostático e medir esta mesma temperatura com

o termômetro padrão de referência. Os sinais obtidos a partir dos 8 termopares a serem calibrados são correlacionados a temperatura medida pelo termômetro padrão.

Primeiramente o banho é ajustado a 10°C , a temperatura é estabilizada por 2 horas e as medições são realizadas. Este procedimento é repetido variando a temperatura do banho de 5 em 5°C , até a temperatura de 70°C .

Através do método dos mínimos quadrados, uma curva para cada termopar é ajustada.

4.1.2 Calibração do transdutor de vazão mássica

A calibração do transdutor de vazão mássica é realizada de acordo com o seguinte procedimento:

1. Instalação de uma linha conectando um reservatório de água à bomba, ao transdutor de vazão mássica e a uma válvula agulha, conforme mostrado na Figura 4.3

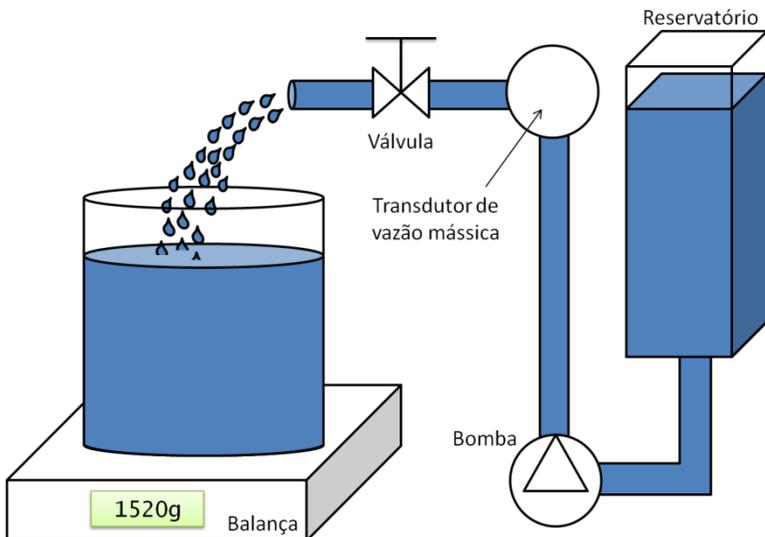


Figura 4.3 – Esquema do aparato de calibração do transdutor de vazão mássica

2. A rotação da bomba é regulada por um inversor de frequência, com a água bombeada pelo transdutor de

vazão mássica sendo expelida para fora do aparato. O ajuste fino da vazão pode ser realizado por meio da válvula agulha;

- Um recipiente é utilizado para coletar a água por 2 minutos, tempo estimado como sendo o necessário para a vazão mássica bombeada pela bomba se estabilizar;
- O fluxo de água é canalizado para um segundo recipiente localizado sobre uma balança;
- O tempo de enchimento do segundo recipiente é medido com um cronômetro;
- O sinal enviado pelo transdutor é armazenado pelo sistema de aquisição de dados;
- De posse da massa de água do segundo reservatório, e do tempo de enchimento, calcula-se a vazão mássica média que escoou pelo transdutor;
- O sinal do transdutor é correlacionado com a vazão calculada;

Após a realização da calibração para diversos valores de vazão mássica, uma curva é traçada e os dados ajustados a uma reta pelo método dos mínimos quadrados. Na Figura 4.4 é mostrada a curva de calibração do transdutor de vazão mássica.

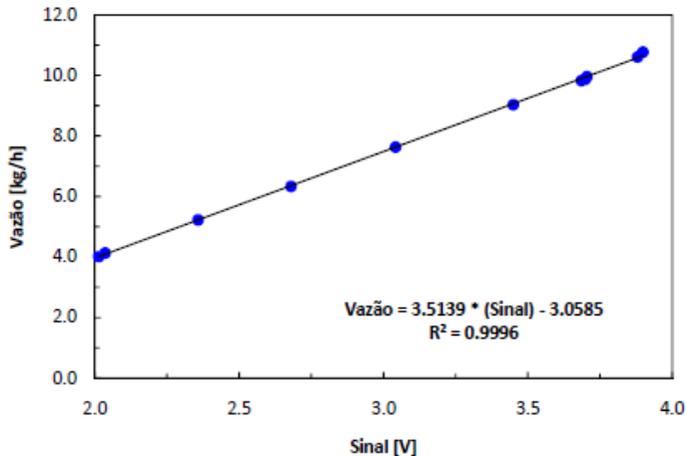


Figura 4.4 – Curva de calibração do transdutor de vazão mássica

4.1.3 Calibração dos transdutores de potência

Para o aumento de precisão da determinação experimental da potência dissipada por efeito Joule no resistor elétrico, dois diferentes transdutores de potência ativa foram utilizados. Um deles, com maior resolução, opera de 0 a 80 W e o outro de 0 a 300 W.

A calibração de ambos os transdutores de potência é realizada conforme o procedimento a seguir:

1. O transdutor é conectado entre um varivolt e um resistor elétrico;
2. O varivolt alimenta o resistor elétrico que dissipa potência na forma de calor;
3. Um amperímetro e um voltímetro são empregados para a medição da corrente e tensão elétrica do circuito;
4. O sinal de medição do transdutor de potência é lido e armazenado pelo sistema de aquisição de dados;
5. A potência dissipada pelo resistor elétrico é calculada a partir dos valores de tensão e corrente lidos;
6. A tensão de saída do varivolt é aumentada, aumentando também a potência dissipada no resistor elétrico;
7. O sinal do transdutor de potência é correlacionado com os valores de potência dissipada por efeito Joule.

Um esquema do aparato utilizado na calibração dos transdutores de potência pode ser observado na Figura 4.5.

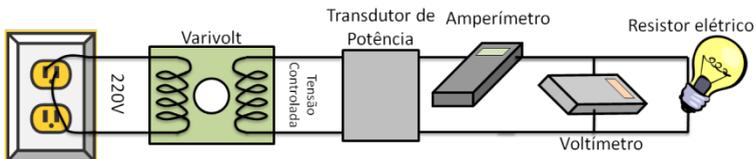


Figura 4.5 – Aparato para calibração dos transdutores de potência ativa

4.1.4 Calibração dos transdutores de pressão

A calibração dos transdutores de pressão é realizada com o emprego do calibrador de peso morto da DH-Budenberg 580 EHX. O calibrador consiste de uma bomba manual que pressuriza um óleo por uma linha que conecta o transdutor de pressão a ser calibrado e um pistão de referência, conforme é mostrado na Figura 4.6. Sobre o pistão são colocados pesos padrões até o equilíbrio com a pressão do óleo, esta pressão de referência é mensurada pelo transdutor de pressão. O sinal emitido pelo transdutor de pressão é lido pelo sistema de aquisição e correlacionado com o valor da pressão de referência. Este procedimento é realizado duas vezes para 13 diferentes valores de pressão de referência.

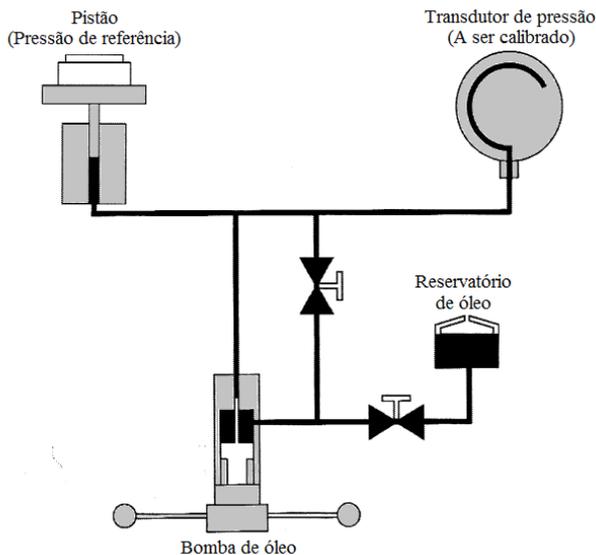


Figura 4.6 – Esquema do aparato de calibração dos transdutores de pressão

4.2 Incertezas de Medição

A incerteza experimental é um parâmetro intrínseco a todo sistema de medição. Este parâmetro está associado à dispersão e ao grau de confiabilidade dos dados.

4.2.1 Incerteza associada à medição de pressão

A incerteza associada à medição de pressão é composta por quatro parcelas:

- Incerteza do transdutor de pressão: $u(P_{trans})$
É determinada através do máximo desvio padrão das medições durante a calibração.
- Incerteza do ajuste da curva de calibração: $u(P_{curv})$
Esta parcela é calculada por:

$$u(P_{curv}) = \sqrt{\sum \frac{(P_e - P_m)^2}{N - (1 + GP)}} \quad [4.1]$$

onde P_e , P_m , N e GP representam a pressão estimada através da curva de calibração, pressão medida pelo transdutor de referência, o número de medições realizadas e o grau do polinômio da curva ajustada, respectivamente.

- Incerteza da tensão de alimentação do transdutor de pressão:
 $u(P_{alim})$
É calculada por:

$$u(P_{alim}) = \frac{\partial P}{\partial V_{alim}} u(V_{alim}) \quad [4.2]$$

onde V_{alim} é a tensão de alimentação do transdutor e $u(V_{alim})$ é sua incerteza de medição associada.

- Incerteza do sistema de aquisição de dados: $u(P_{aq})$
É calculada por:

$$u(P_{aq}) = \frac{\partial P}{\partial V_{sin}} u(V_{sin}) \quad [4.3]$$

onde V_{sin} é o sinal de tensão emitido pelo transdutor de pressão e $u(V_{sin})$ é a incerteza de medição associada à leitura do sinal pelo

sistema de aquisição. A incerteza associada à medição de tensão contínua na faixa de operação do sinal emitido pelo transdutor de pressão pelo sistema de aquisição é estimada pelo fabricante como sendo menor que 0,004mV.

Na Tabela 4.1 são mostrados os valores calculados para cada parcela de incerteza para os transdutores de alta e de baixa pressão.

Tabela 4.1 - Parcelas de incerteza da medição de pressão

	Pressão Baixa	Pressão Alta
$u(P_{trans})$	0,01 bar	0,07 bar
$u(P_{curv})$	0,02 bar	0,03 bar
$u(P_{alim})$	0,02 bar	0,02 bar
$u(P_{aq})$	0,002 bar	0,004 bar

A incerteza padrão combinada associada à medição de pressão, $u(P)$, pode ser obtida através da Equação [4.4],

$$u(P) = \sqrt{u(P_{aq})^2 + u(P_{alim})^2 + u(P_{trans})^2 + u(P_{curv})^2} \quad [4.4]$$

A incerteza expandida associada à medição de pressão pode ser obtida pela multiplicação da incerteza padrão combinada pelo coeficiente de Student correspondente ao intervalo de confiança desejado; Na Tabela 4.2 encontram-se os valores das incertezas expandidas, $U(P)$, calculados para os transdutores de alta e baixa pressão, para um intervalo de confiança de 95%.

Tabela 4.2 – Incerteza expandida associada à medição de pressão

Pressão Baixa	Pressão Alta
0,06 bar	0,16 bar

4.2.2 Incerteza associada ao cálculo da temperatura de saturação do fluido

A temperatura de saturação do fluido refrigerante R-134a, T_{sat} , utilizada no cálculo do coeficiente de transferência de calor, é determinada através de uma equação de estado que, para a faixa de pressão utilizada neste trabalho, pode ser simplificada por:

$$T_{sat} = 0,0143P^3 - 0,5624P^2 + 10,659P - 25,263 \quad [4.5]$$

A Equação [4.5], foi obtida a partir da aproximação de dados de temperatura de saturação calculados através do software EES – *Engineering Equation Solver*.

A incerteza associada ao cálculo da temperatura de saturação do fluido está intrinsecamente ligada à incerteza da medição de pressão de baixa, e pode ser calculada pela Equação [4.6]:

$$u(T_{sat}) = \frac{\partial T_{sat}}{\partial P} u(P) \quad [4.6]$$

Substituindo a Equação [4.5] e o valor de $u(P)$, igual a 0,03 bar para o transdutor de pressão baixa, em [4.6], tem-se a incerteza combinada associada ao cálculo da temperatura de saturação. Na Tabela 4.3 são mostrados os valores de incerteza combinada, $u(T_{sat})$, e incerteza expandida, $U(T_{sat})$, para temperatura de saturação correspondentes às pressões de 5 e 6 bar.

Tabela 4.3 – Incerteza associada ao cálculo de temperatura de saturação

	5 bar	6 bar
$u(T_{sat})$	0,18°C	0,17°C
$U(T_{sat})$	0,37°C	0,33°C

As parcelas de incerteza relacionadas à curva de saturação e a composição do fluido foram desprezadas.

4.2.3 Incerteza associada à medição de temperatura

As medições de temperatura são realizadas por diferentes termopares do tipo T. Associadas a estas medições de temperatura, existem quatro parcelas de incerteza:

- Incerteza do termômetro de referência: $u(T_{ref})$

No processo de calibração foi tomada como temperatura de referência a temperatura de um termômetro de bulbo seco padrão. Segundo o certificado de calibração do termômetro de bulbo, sua incerteza expandida é de $0,05^{\circ}\text{C}$, para um intervalo de confiança de 95% e, portanto, sua incerteza padrão é $0,025^{\circ}\text{C}$.

- Incerteza do ajuste da curva de calibração: $u(T_{curv})$

Após a calibração, uma curva foi regredida correlacionando o sinal emitido pelos termopares e a temperatura de referência. A incerteza associada ao ajuste da curva de calibração pode ser calculada por:

$$u(T_{curv}) = \sqrt{\sum \frac{(T_e - T_m)^2}{N - (1 + GP)}} \quad [4.7]$$

onde T_e representa a temperatura de referência medida através do termômetro de bulbo seco padrão e T_m é a temperatura correspondente calculada através do sinal do termopar e curva de calibração.

- Incerteza da temperatura da junta fria: $u(T_{jf})$

A incerteza relacionada à junta fria pode ser estimada como sendo igual à incerteza combinada dos três termistores utilizados na medição desta temperatura, sendo esta determinada pela Equação [4.8].

$$u(T_{jf}) = \frac{u(T_{termistor})}{\sqrt{3}} \quad [4.8]$$

onde $u(T_{termistor})$ é a incerteza padrão associada à medição dos termistores. Segundo o fabricante a incerteza de seus termistores é menor que $0,2^{\circ}\text{C}$; Sendo esta uma informação do tipo B, supostamente com distribuição retangular, é possível estimar a incerteza padrão por:

$$u(T_{termistor}) = \frac{u(T_{term, fab})}{\sqrt{3}} \quad [4.9]$$

onde $u(T_{term, fab})$ representa o limite máximo de incerteza informado pelo fabricante. Substituindo o valor de incerteza informado pelo fabricante na Equação [4.9] e posteriormente, substituindo o valor calculado de $u(T_{termistor})$ na Equação [4.8], tem-se que $u(T_{termistor}) = 0,1^{\circ}\text{C}$ e $u(T_{jf}) = 0,07^{\circ}\text{C}$.

- Incerteza do sinal do termopar: $u(T_{sin})$

A parcela de incerteza relacionada à medição do sinal do termopar pelo sistema de aquisição pode ser calculada por:

$$u(T_{sin}) = \frac{\partial T}{\partial V_{sin}} u(V_{sin}) \quad [4.10]$$

Na Tabela 4.4 encontram-se os valores calculados para cada parcela da incerteza associada à medição de temperatura pelos termopares.

Tabela 4.4 – Parcelas de incerteza associadas à medição de temperatura

$u(T_{ref})$	0,03°C
$u(T_{curv})$	0,4°C
$u(T_{jf})$	0,07°C
$u(T_{sin})$	0,05°C

A incerteza padrão combinada associada à medição da temperatura de entrada e às medições da temperatura do interior da câmara de teste, pode ser obtida através da Equação [4.11].

$$u(T) = \sqrt{u(T_{ref})^2 + u(T_{curv})^2 + u(T_{jf})^2 + u(T_{sin})^2} \quad [4.11]$$

A medição da temperatura da superfície é realizada por quatro termopares distintos, e a incerteza padrão combinada associada a esta medição de temperatura é calculada por:

$$u(T) = \sqrt{\frac{u(T_{ref})^2 + u(T_{curv})^2 + u(T_{jff})^2 + u(T_{sin})^2}{4}} \quad [4.12]$$

Substituindo os valores da Tabela 4.4 nas Equações [4.11] e [4.12], calcula-se o valor da incerteza padrão combinada para as medições de temperatura. A incerteza expandida, para um intervalo de confiança de 95%, pode ser obtida pela multiplicação das incertezas padrões combinada pelo coeficiente de Student correspondente. Na Tabela 4.5 encontram-se os valores da incerteza expandida calculada para as medições de temperatura.

Tabela 4.5 – Incerteza expandida para as medições de temperatura

Temperatura da superfície de testes	0,4°C
Demais medições de temperatura	0,8°C

4.2.4 Incerteza associada à medição de potência elétrica

A incerteza associada à medição da potência elétrica é composta por duas parcelas principais:

- Incerteza associada à medição de tensão: $u(Pot_V)$
Esta parcela é calculada por:

$$u(Pot_V) = \frac{\partial Pot}{\partial V} u(V) \quad [4.13]$$

onde Pot é a potência elétrica dissipada no resistor, V é a tensão de alimentação do resistor elétrico e $u(V)$ é sua incerteza de medição associada.

- Incerteza associada à medição de corrente: $u(Pot_i)$
Esta parcela é calculada por:

$$u(Pot_i) = \frac{\partial Pot}{\partial i} u(i) \quad [4.14]$$

onde i é a corrente no resistor elétrico e $u(i)$ é sua incerteza de medição associada.

A incerteza combinada associada à medição de potência elétrica pode ser obtida por:

$$u(Pot) = \sqrt{u(Pot_i)^2 + u(Pot_v)^2} \quad [4.15]$$

A potência dissipada por efeito Joule no resistor elétrico pode ser calculada conforme a Equação [4.16]:

$$Pot = Vi \quad [4.16]$$

Substituindo as Equações [4.13], [4.14] e [4.16] em [4.15] tem-se:

$$u(Pot) = \sqrt{i^2 u(V)^2 + V^2 u(i)^2} \quad [4.17]$$

Pela lei de Ohm, $V = Ri$, onde R é a resistência elétrica do resistor utilizado para dissipar calor para superfície. Assim, tem-se que:

$$u(Pot) = Pot^{0,5} \sqrt{\frac{u(V)^2}{R} + u(i)^2 R} \quad [4.18]$$

Como $\sqrt{\frac{u(V)^2}{R} + u(i)^2 R}$ é constante para as faixas de medição utilizadas neste trabalho, tem-se que a incerteza combinada associada à medição da potência elétrica dissipada pelo resistor é proporcional à raiz da própria potência.

Substituindo os valores referentes a R , $u(i)$ e $u(V)$, e multiplicando pelo coeficiente de Student igual a 2, obtém-se uma equação para a incerteza expandida da potência em função da potência medida, para um intervalo de confiança de 95%, dada por.

$$U(Pot) = 0,2Pot^{0,5} \quad [4.19]$$

Para a faixa de potência varrida nos testes, a incerteza relativa de medição varia entre 1,2 a 6,3% do valor de medido.

4.2.5 Incerteza associada ao cálculo do coeficiente de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor é definido por:

$$h_{sup} = \frac{Pot}{A_{sup}(T_{sup} - T_{sat})} \quad [4.20]$$

Desprezando a parcela de incerteza associada à medição da área da base da superfície, a incerteza associada ao coeficiente de transferência de calor pode ser dividida em 3 parcelas:

- Incerteza associada à potência dissipada no resistor: $u(h_{Pot})$
Esta parcela é obtida a partir de:

$$u(h_{Pot}) = \frac{\partial h_{sup}}{\partial Pot} u(Pot) \quad [4.21]$$

- Incerteza associada à temperatura da superfície: $u(h_{T_{sup}})$
Analogamente, calcula-se esta parcela como:

$$u(h_{T_{sup}}) = \frac{\partial h_{sup}}{\partial T_{sup}} u(T_{sup}) \quad [4.22]$$

- Incerteza associada à temperatura de saturação: $u(h_{T_{sat}})$
Esta parcela é dada por:

$$u(h_{T_{sat}}) = \frac{\partial h_{sup}}{\partial T_{sat}} u(T_{sat}) \quad [4.23]$$

Substituindo a Equação [4.20] em [4.21], [4.22] e [4.23] tem-se respectivamente:

$$u(h_{Pot}) = \frac{u(Pot)}{A_{sup}(T_{sup} - T_{sat})} = \frac{0,1Pot^{0,5}}{A_{sup}(T_{sup} - T_{sat})} \quad [4.24]$$

$$u(h_{T_{sup}}) = - \frac{Pot u(T_{sup})}{A_{sup}(T_{sup} - T_{sat})^2} \quad [4.25]$$

$$u(h_{T_{sat}}) = \frac{Pot u(T_{sat})}{A_{sup}(T_{sup} - T_{sat})^2} \quad [4.26]$$

A incerteza padrão combinada associada ao coeficiente de transferência de calor pode ser dada por:

$$u(h) = \sqrt{u(h_{Pot})^2 + u(h_{T_{sup}})^2 + u(h_{T_{sat}})^2} \quad [4.27]$$

Substituindo as Equações [4.24], [4.25] e [4.26], e os valores de A_{sup} ($4,9\text{cm}^2$), $u(T_{sup})$ ($0,2^\circ\text{C}$) e $u(T_{sat})$ ($0,2^\circ\text{C}$) em [4.27] tem-se:

$$u(h) = \sqrt{41.649\varphi_h + 333.192\varphi_h^2} \quad [4.28]$$

$$\text{onde } \varphi_h = \left(\frac{Pot}{(T_{sup} - T_{sat})^2} \right)$$

A incerteza expandida do coeficiente de transferência de calor, $U(h)$, é dada pela multiplicação de $u(h)$ pelo coeficiente de Student. Para um intervalo de confiança de 95%:

$$U(h) = \sqrt{166.597\varphi_h + 1.332.768\varphi_h^2} \quad [4.29]$$

4.2.6 Incerteza associada à medição de vazão mássica

A incerteza associada à medição da vazão mássica é composta por duas parcelas principais:

- Incerteza da medição da massa do fluido: $u(\dot{m}_M)$

A incerteza associada à medição da massa do fluido pela balança durante o processo de calibração pode ser calculada por:

$$u(\dot{m}_M) = \frac{\partial \dot{m}}{\partial M} u(M) \quad [4.30]$$

onde \dot{m} é a vazão mássica de fluido, M é a massa medida de fluido contida no reservatório durante a calibração e $u(M)$ é a incerteza associada à medição da massa pela balança.

- Incerteza da medição do tempo: $u(\dot{m}_t)$

A incerteza associada à medição de tempo pelo cronômetro é calculada por:

$$u(\dot{m}_t) = \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} u(t) \quad [4.31]$$

onde t é o tempo medido pelo cronômetro e $u(t)$ é a incerteza associada a esta medição.

- Incerteza do ajuste da curva: $u(\dot{m}_{curv})$

Esta parcela é calculada por:

$$u(\dot{m}_{curv}) = \sqrt{\sum \frac{(\dot{m}_e - \dot{m}_m)^2}{N - (1 + GP)}} \quad [4.32]$$

onde \dot{m}_e e \dot{m}_m representam a vazão estimada através da curva de calibração e a vazão medida pelo método de calibração, respectivamente.

Os valores correspondentes a cada uma das parcelas de incerteza associada à medição da vazão mássica encontram-se na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 - Parcelas de incerteza da medição de vazão mássica

$u(\dot{m}_M)$	0,005 kg/h
$u(\dot{m}_t)$	0,004 kg/h
$u(\dot{m}_{curv})$	0,003 kg/h

A incerteza padrão combinada associada à medição da vazão mássica, $u(\dot{m})$, pode ser obtida através da Equação [4.33],

$$u(\dot{m}) = \sqrt{u(\dot{m}_M)^2 + u(\dot{m}_t)^2 + u(\dot{m}_{curv})^2} \quad [4.33]$$

Substituindo os valores da Tabela 4.6 na Equação [4.33], obtém-se como incerteza padrão combinada associada à medição da vazão mássica o valor de 0,007 kg/h, e como incerteza expandida, para um intervalo de confiança de 95%, o valor de 0,02 kg/h.

4.2.7 Incerteza associada à medição do ângulo de abertura do *spray*

A medição do ângulo de abertura do *spray* é realizada através da análise da imagem proveniente de uma fotografia do *spray*. Existem duas parcelas de incerteza associadas a esta medição:

- Incerteza do ângulo da imagem do *spray*: $u(\theta_{\theta^*})$
Esta parcela de incerteza esta associada à imprecisão na determinação da interface *spray* - fluido quiescente, e é estimada como sendo inferior a $0,5^\circ$. Na Figura 4.7 é mostrada uma imagem utilizada na determinação do ângulo de abertura do *spray*.



Figura 4.7 – Ângulo de abertura do *spray*.

- Incerteza do ângulo de inclinação da câmera: $u(\theta_{\alpha})$
Durante a medição do ângulo de abertura do *spray*, a câmera é posicionada ortogonalmente ao eixo principal de escoamento do *spray*. Porém um desvio desta posição ocasiona uma interferência na medição do ângulo de abertura, conforme é mostrado na Figura 4.8.

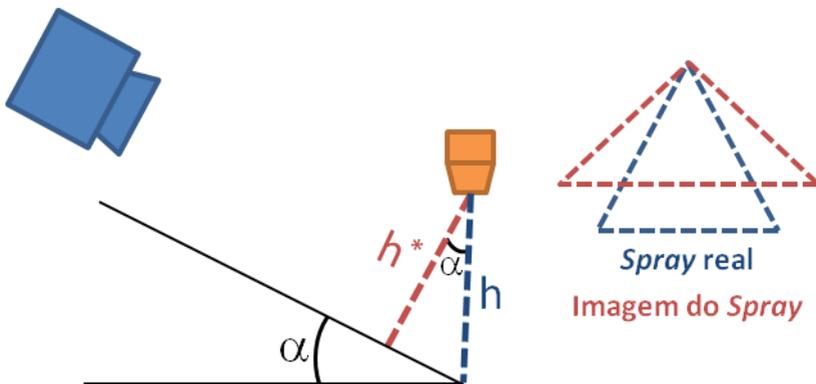


Figura 4.8 – a) Ângulo de inclinação da câmera, α
 b) diferença entre o ângulo de abertura do *spray* e de sua imagem capturada.

A câmera é posicionada sobre um tripé que dispõe de três níveis e bolha d'água e é estimado que a incerteza do ângulo de inclinação da câmera seja inferior a 5° .

O ângulo de abertura do *spray*, θ , pode ser calculado por:

$$\theta = 2 \arctan\left(\cos(\alpha) \tan\left(\frac{\theta^*}{2}\right)\right) \quad [4.34]$$

onde α é o ângulo de inclinação da câmera, e θ^* é o ângulo de abertura do *spray* medido através da imagem capturada pela câmera.

A incerteza padrão combinada associada à medição do ângulo de abertura do *spray*, pode ser obtida através da Equação [4.35].

$$u(\theta) = \sqrt{\left(\frac{\partial \theta}{\partial \alpha} u(\theta_\alpha)\right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial \theta^*} u(\theta_{\theta^*})\right)^2} \quad [4.35]$$

$$\text{Sendo } \frac{\partial \theta}{\partial \alpha} = \frac{-2 \operatorname{sen}(\alpha) \tan\left(\frac{\theta^*}{2}\right)}{1 + \left(\cos(\alpha) \tan\left(\frac{\theta^*}{2}\right)\right)^2} \text{ e } \frac{\partial \theta}{\partial \theta^*} = \frac{\cos(\alpha)}{1 + \left(\cos(\alpha) \tan\left(\frac{\theta^*}{2}\right)\right)^2 \cos^2\left(\frac{\theta^*}{2}\right)}.$$

A incerteza expandida associada à medição do ângulo de abertura do *spray* é dada pela multiplicação da incerteza padrão combinada pelo coeficiente de Student correspondente ao intervalo de confiança desejado ($t = 2$ para intervalo de confiança de 95%). São mostrados na

Tabela 4.7 os valores calculados de incerteza padrão combinada e incerteza expandida associada à medição do ângulo de abertura do *spray*.

Tabela 4.7 – Incerteza padrão combinada e expandida para a medição do ângulo de abertura do *spray*.

Incerteza padrão combinada 0,5°	Incerteza expandida 1°
------------------------------------	---------------------------

4.3 Teste de Estanqueidade

Para a determinação de vazamento na bancada experimental, foi realizado um teste de estanqueidade. O teste de vazamento consiste em pressurizar a bancada com nitrogênio e monitorar a temperatura e pressão no interior da câmara de teste. A taxa de decaimento da pressão interna da câmara de teste reflete no tamanho do vazamento existente na bancada.

A pressão no interior da câmara de teste é medida com o mesmo transdutor de pressão utilizado nos ensaios experimentais de ebulição, e a temperatura é mensurada por três termopares tipo T.

O aumento da temperatura da bancada acarreta em um aumento da pressão interna da câmara, fazendo com que a medição do decaimento de pressão seja subestimada. A diminuição da temperatura da bancada, por outro lado, diminui a pressão da câmara além da queda de pressão causada pelo vazamento. Para evitar que variações na temperatura mascarem o efeito do vazamento na queda na pressão, o efeito da temperatura é corrigido considerando o nitrogênio gás ideal segundo a seguinte equação:

$$P = \frac{P_{medido}T_0}{T_{medido}} \quad [4.36]$$

onde P_{medido} é a pressão medida pelo transdutor de pressão, sem ajustes da temperatura, T_{medido} é a média das três temperaturas medidas pelos termopares, T_0 é a temperatura inicial do teste e P é a pressão corrigida.

A bancada experimental é mantida pressurizada por três dias, e o decaimento da pressão é ajustado por uma reta utilizando o método dos mínimos quadrados. A taxa de decaimento de pressão é comparada com um limite máximo tolerável. Caso a queda de pressão seja mais acentuada que o limite estabelecido, pontos de vazamento são

procurados com a técnica da espuma, que consiste em criar uma espuma fina de sabão nas regiões críticas de vazamento, e acompanhar a ocorrência de crescimento de microbolhas. O aparecimento destas microbolhas é um indício de que naquele ponto está ocorrendo realmente o vazamento.

Na Figura 4.9 é mostrado um gráfico da pressão em função do tempo durante um teste de estanqueidade da bancada experimental.

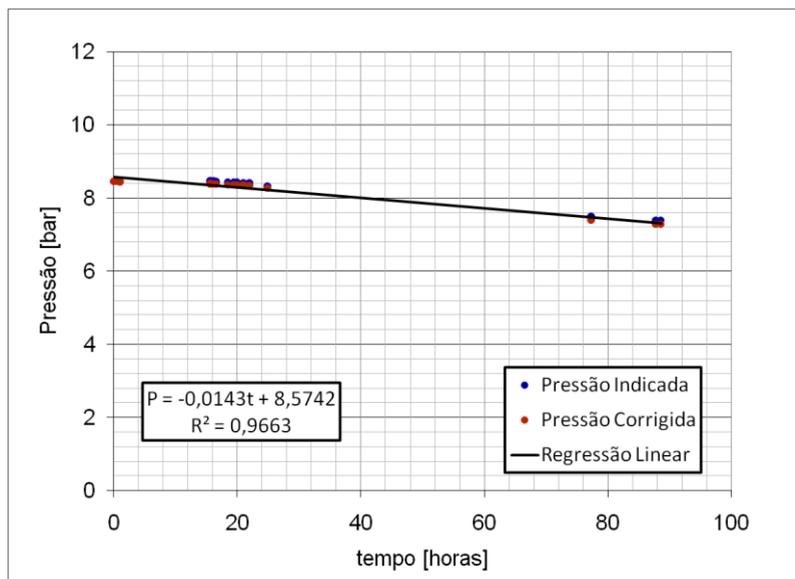


Figura 4.9 – Teste de estanqueidade na bancada experimental

4.3.1 Limite máximo de vazamento

Em condições de teste, a bancada experimental é completada com fluido refrigerante R-134a. A bancada é dotada de um reservatório de fluido que inicialmente é totalmente preenchido com fluido refrigerante no estado líquido. O vazamento máximo aceito na bancada é considerado como sendo o vazamento capaz de esvaziar o reservatório de R-134a em um ano de operação.

O tempo necessário para esvaziar todo o reservatório da bancada é estimado a partir da taxa de decaimento de pressão obtida no teste de estanqueidade utilizando nitrogênio de acordo com o procedimento descrito a seguir.

Supondo que todo o vazamento de R-134a aconteça no estado de vapor por um orifício de área A , a uma velocidade V_{R134a} , a vazão mássica de R-134a que vaza da bancada é dada por:

$$\dot{m}_{R134a} = V_{R134a} A \rho_G \quad [4.37]$$

Como a R-134a no interior da bancada experimental se encontra no estado saturado, tem-se que:

$$\frac{M}{\forall} = \rho_L + x^*(\rho_G - \rho_L) \quad [4.38]$$

onde M é a massa total de R-134a da bancada, \forall é o volume total da bancada, x^* é a fração de volume gasoso definido como sendo a razão entre o volume gasoso e o volume total da bancada, ρ_L e ρ_G são as massas específicas do R-134a nas fases líquida e gasosa respectivamente.

Derivando a Equação [4.38] em relação ao tempo, considerando-se as propriedades físicas do fluido constantes tem-se que:

$$\frac{1}{\forall} \frac{dM}{dt} = (\rho_G - \rho_L) \left. \frac{dx^*}{dt} \right|_{R134a} \quad [4.39]$$

A derivada da massa de R-134a com o tempo é negativa por causa da perda de massa devido ao vazamento. A parcela $(\rho_G - \rho_L)$ também é negativa, pois a massa específica da fase líquida é maior que a da fase gasosa, gerando assim uma variação negativa da massa com o tempo. Pela Equação [4.39], tem-se que o vazamento ocasiona um aumento no título do R-134a contido na bancada.

Substituindo a Equação [4.39] em [4.37] obtém-se a Equação [4.40]:

$$\frac{1}{\forall} V_{R134a} A \rho_G = (\rho_G - \rho_L) \left. \frac{dx^*}{dt} \right|_{R134a} \quad [4.40]$$

A correlação para perda de carga localizada pode ser utilizada para estimar a perda de carga no orifício de vazamento:

$$\Delta P = K \rho \frac{V^2}{2} \quad [4.41]$$

onde a constante empírica K é o coeficiente de perda de carga e ΔP é a diferença entre a pressão no interior da câmara de teste e a pressão ambiente.

Aplicando a Equação [4.41] para o caso em que a bancada é abastecida com nitrogênio (Teste de Estanqueidade) e para o caso em que é abastecida com R-134a (Condição de Operação) tem-se respectivamente as Equações [4.42] e [4.43]:

$$\Delta P_{N_2} = K \rho_{N_2} \frac{V_{N_2}^2}{2} \quad [4.42]$$

$$\Delta P_{R134a} = K \rho_G \frac{V_{R134a}^2}{2} \quad [4.43]$$

Através das Equações [4.42] e [4.43], é possível ver que para uma mesma pressão e para um mesmo ponto de vazamento, existe uma diferença de velocidade entre o nitrogênio e o R-134a devido à diferença de massa específica dos dois fluidos. Substituindo-se a Equação [4.42] em [4.43] tem-se a seguinte relação entre as velocidades:

$$\frac{\rho_{N_2} V_{N_2}^2}{\Delta P_{N_2}} = \frac{\rho_G V_{R134a}^2}{\Delta P_{R134a}} \quad [4.44]$$

Da Equação dos Gases Ideais aplicada ao Nitrogênio durante o teste de estanqueidade, tem-se que:

$$P_{N_2} \forall = N_{N_2} RT \quad [4.45]$$

Derivando a Equação [4.45] em relação ao tempo, considerando a temperatura e o volume da bancada constantes obtém-se que:

$$\left. \frac{dP}{dt} \right|_{N_2} = \frac{RT}{\forall} \left. \frac{dN}{dt} \right|_{N_2} \quad [4.46]$$

A Equação [4.46] descreve como a pressão no interior da câmara de teste decai com o tempo em função do vazamento de nitrogênio (em base molar). Passando a Equação [4.46] para base mássica, obtém-se:

$$\left. \frac{dP}{dt} \right|_{N_2} = \frac{RT}{\forall MM_{N_2}} \left. \frac{dM}{dt} \right|_{N_2} \quad [4.47]$$

onde MM_{N_2} é a massa molar do nitrogênio.

Similarmente à Equação [4.37], pode-se escrever a vazão mássica de nitrogênio que vaza da bancada através de:

$$\dot{m}_{N_2} = V_{N_2} A \rho_{N_2} \quad [4.48]$$

Substituindo as Equações [4.48] na Equação [4.47], obtém-se:

$$\left. \frac{dP}{dt} \right|_{N_2} = \frac{RTV_{N_2} A \rho_{N_2}}{\forall MM_{N_2}} \quad [4.49]$$

Substituindo a Equação [4.44] em [4.49], tem-se:

$$\left. \frac{dP}{dt} \right|_{N_2} = \frac{RTV_{R134a} A \rho_{N_2}}{\forall MM_{N_2}} \sqrt{\frac{\rho_G \Delta P_{N_2}}{\rho_{N_2} \Delta P_{R134a}}} \quad [4.50]$$

Finalmente, substituindo a Equação [4.40] em [4.50], chega-se em:

$$\left. \frac{dx^*}{dt} \right|_{R134a} = \frac{MM_{N_2}}{RT\rho_{N_2}} \sqrt{\frac{\rho_{N_2} \Delta P_{R134a}}{\rho_G \Delta P_{N_2}}} \left(\frac{\rho_G}{(\rho_G - \rho_L)} \right) \left. \frac{dP}{dt} \right|_{N_2} \quad [4.51]$$

A Equação [4.51] apresenta a correlação entre a taxa de decaimento de pressão durante o teste de estanqueidade e a taxa de aumento da fração de volume de gasoso no interior da bancada durante a operação. O teste de estanqueidade é realizado a uma pressão superior à pressão de operação, 8 bar, com o intuito de superestimar o vazamento, trabalhando assim a favor da segurança. Como a taxa de vazamento é muito pequena, a pressão no interior da câmara de teste varia pouco, sendo assim possível considerar as propriedades físicas do nitrogênio constantes durante todo o teste.

Assumindo os valores apresentados na Tabela 4.8 para os parâmetros da Equação [4.51], estima-se que a taxa de decaimento de pressão máxima aceitável no teste de estanqueidade é de 0,049 bar/hora.

Tabela 4.8 - Parâmetros da Equação [4.51]

Parâmetro	Valor
MM_{N_2}	$28 \frac{g}{mol}$
R	$8,3145 \frac{J}{mol K}$
T	300 K
ρ_{N_2}	$9 \frac{kg}{m^3}$
ρ_G	$24,3 \frac{kg}{m^3}$
ρ_L	$1241 \frac{kg}{m^3}$
ΔP_{N_2}	7 bar
ΔP_{R134a}	4 bar
x^*_0	0,5
$\left. \frac{dx}{dt} \right _{R134a}, \text{máximo}$	$5,7 \cdot 10^{-5} \text{ horas}^{-1}$

As massas específicas ρ_{N_2} , ρ_G e ρ_L foram tomadas como sendo a do nitrogênio à pressão de 8 bar e temperatura de 300K, a do R-134a à pressão de 5 bar e título 1 (vapor saturado) e a do R-134a à pressão de 5 bar e título 0 (líquido saturado). O parâmetro x^*_0 representa uma estimativa da fração inicial de volume gasoso na bancada quando abastecida com R-134a.

4.4 Carga de Fluido Refrigerante

Após constatar a não existência de vazamentos, a bancada experimental é abastecida com fluido refrigerante R-134a. O procedimento de carga de refrigerante é descrito a seguir:

- O cilindro de R-134a e a bomba de vácuo são conectados à linha de serviço da bancada por meio de um *manifold*, conforme mostrado no esquema da Figura 4.10.

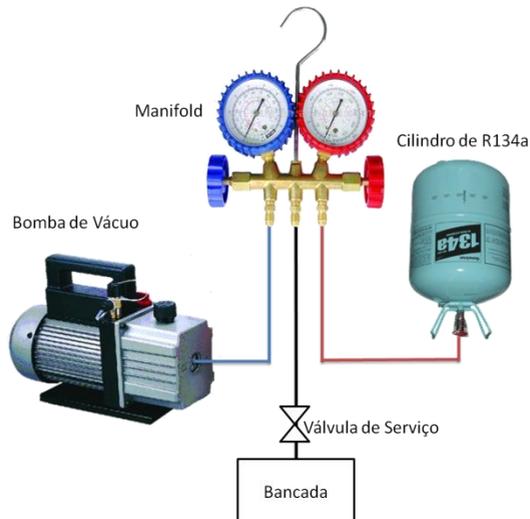


Figura 4.10 – Esquema da conexão para carga de fluido refrigerante

- A válvula de serviço é aberta, bem como as válvulas de alta e baixa do *manifold*.
- A bomba de vácuo é ligada, dando vácuo na bancada experimental e na linha que conecta o cilindro de R-134a.
- Assim que a pressão no interior da bancada experimental caia abaixo de 40 mbar, a válvula de baixa do *manifold* é fechada e a bomba de vácuo é desligada. A realização de um vácuo satisfatório previne o acúmulo de umidade e outros tipos de impureza na bancada.
- A válvula do cilindro de R-134a é aberta, permitindo a entrada do fluido refrigerante na bancada. O fluido escoar para dentro da

bancada até que a pressão da bancada se estabilize com a pressão do cilindro de R-134a.

- Os banhos termostáticos que abastecem os trocadores de calor da bancada experimental são ligados para refrigerar o fluido refrigerante do interior da bancada. A diminuição da temperatura da bancada reduz a pressão da bancada, possibilitando a entrada de mais fluido proveniente do cilindro de R-134a.
- O nível de R-134a contido na bancada é avaliado através das janelas de observação situadas na câmara de teste. Ao se atingir o nível de fluido desejado para a realização dos testes, as válvulas de serviço e do cilindro de R-134a são fechadas, concluindo assim o processo de carga de fluido refrigerante.

4.5 Recolhimento do Fluido Refrigerante

Para evitar o desperdício do fluido refrigerante utilizado na bancada experimental, o R-134a é recolhido possibilitando o reuso deste fluido em aplicações em que seu alto grau de pureza não seja requisitado.

O R-134a é recolhido por uma máquina recolhadora de fluido, mostrada na Figura 4.11, composta por um compressor, dois filtros de óleo, um filtro secador e um condensador.



Figura 4.11 – Máquina recolhadora de fluido

A máquina é montada segundo o esquema da Figura 4.12, e o seguinte procedimento é então empregado:

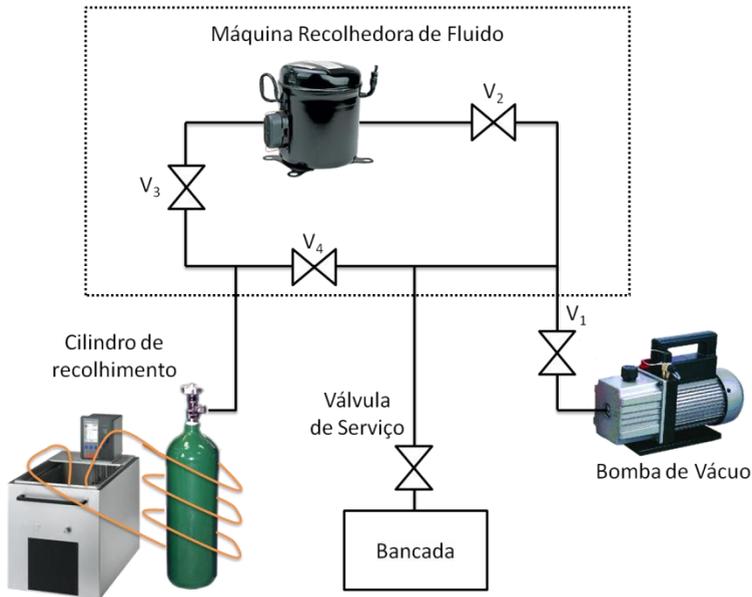


Figura 4.12 – Esquema da montagem da máquina recolhadora de fluido

- Os banhos termoestáticos da bancada experimental são ligados a 40°C, aumentando a pressão do fluido R-134a contido na bancada.
- Um trocador de calor é acoplado ao cilindro de recolhimento para resfriá-lo.
- As válvulas 1, 2, 3 e 4 são abertas.
- A bomba de vácuo é ligada, removendo o ar remanescente da máquina recolhadora de fluido e de toda a tubulação.
- Após atingir uma pressão menor que 40 mbar, a válvula 1 é fechada e a bomba de vácuo é desligada.
- A válvula de serviço e o registro do cilindro de recolhimento são abertos.
- O fluido escoo da bancada para o cilindro de recolhimento até atingir um estado de equilíbrio.
- A válvula 4 é fechada e a máquina recolhadora de fluido é ligada.
- O compressor succiona o restante do R-134a no estado vapor da bancada e o comprime. O vapor passar por um trocador de calor onde é condensado, e por fim adentra ao cilindro de recolhimento.

- Após o término do recolhimento, o registro do cilindro de recolhimento é fechado, completando assim o procedimento de recolhimento do fluido refrigerante.

Posteriormente, uma estação recolhadora de gases modelo VL69200-220 foi adquirida. O procedimento de recolhimento é similar ao procedimento previamente descrito. Uma imagem da estação recolhadora é mostrada na Figura 4.13.



Figura 4.13 – Estação recolhadora de gases

4.6 Teste de Resfriamento por *Spray* (*Spray Cooling*)

O teste de *Spray Cooling* consiste na determinação do coeficiente de transferência de calor entre a superfície de testes e o fluido atomizado. Os procedimentos realizados para a execução do teste de *Spray Cooling* são descritos a seguir:

O ambiente externo (sala) é mantido a 20°C, por meio de um sistema de condicionamento de ar. Após ter sido dada a carga de refrigerante (R-134a), a pressão interna da bancada se estabiliza em torno de 5,7bar.

4.6.1 Medidas anti-cavitação

Ao se ligar a bomba para a circulação do R-134a pela bancada, cria-se um abaixamento da pressão na entrada da bomba. Como o fluido se encontra no estado de saturação, esta diminuição da pressão facilita a

geração de bolhas na entrada da bomba, podendo assim ocasionar cavitação do fluido refrigerante.

A ocorrência de cavitação é um grande problema para o funcionamento da bancada. Para evitá-la algumas medidas são tomadas:

- O banho termostático 3, a montante da bomba, é ligado em sua capacidade máxima, atingindo temperaturas inferiores a -4°C .

O banho termostático resfria o fluido a montante da bomba, criando assim um subresfriamento que auxilia na prevenção de formação de bolhas e, por conseguinte evita a cavitação na bomba.

- A válvula da linha de *by-pass* é aberta.

A abertura da válvula da linha de *by-pass* permite a passagem do fluido refrigerante pela linha de *by-pass*, diminuindo a perda de carga a ser vencida pela bomba. Como consequência da redução da perda de carga da bancada, a pressão de baixa aumenta, e a pressão da linha de alta é diminuída. O aumento da pressão de baixa permite a obtenção de um maior grau de subresfriamento a montante da bomba, evitando assim a formação de bolhas.

- O banho termostático 1, responsável pelo condensador, é ligado a 40°C .

O aquecimento do fluido pelo condensador tem por objetivo aumentar a pressão interna da bancada e assim, aumentar ainda mais o grau de subresfriamento na entrada da bomba.

Na Figura 4.14 são mostrados esquemas do funcionamento da bancada experimental em três diferentes condições: a) Bancada com a bomba desligada; b) Bancada com a bomba ligada, porém sem medidas anti-cavitação; c) Bancada com a bomba ligada empregando as medidas anti-cavitação.

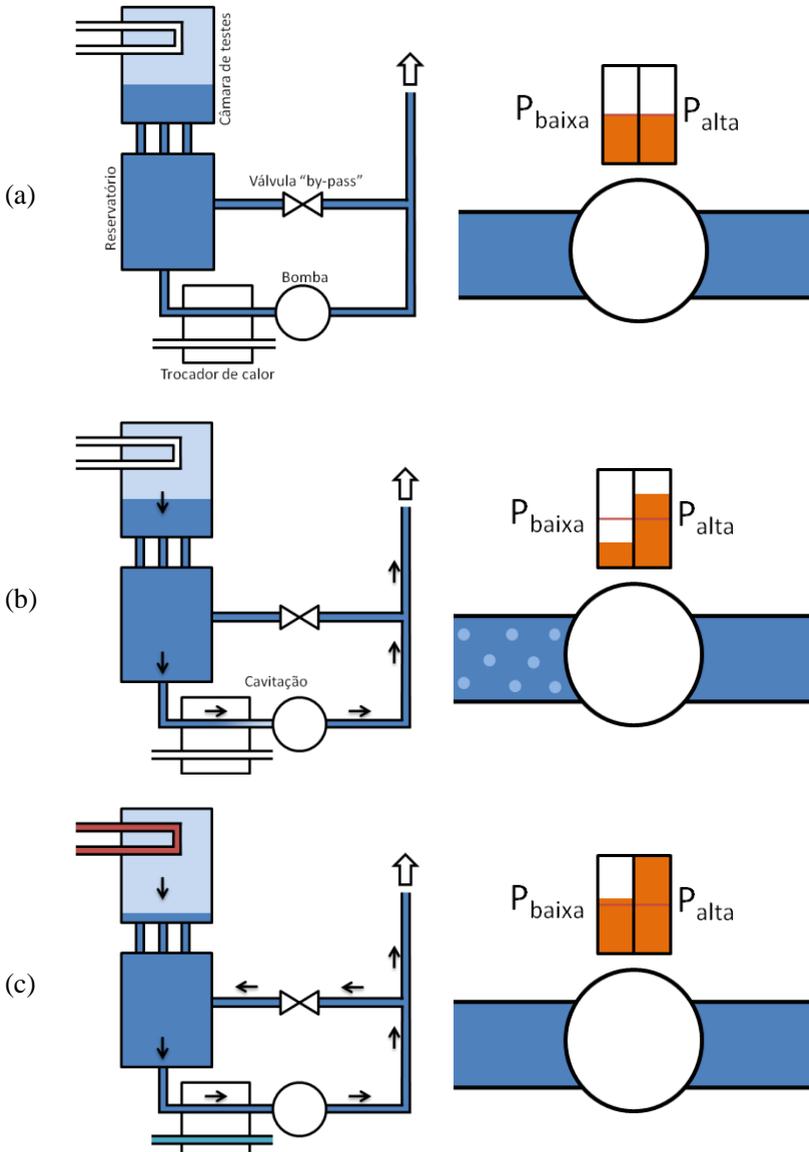


Figura 4.14 - Esquema do processo de cavitação e medidas preventivas

Inicialmente com a bancada ainda desligada, a parte superior do aparato experimental é preenchida com fluido no estado gasoso, conforme pode ser visto no esquema situado na parte esquerda da Figura

4.15. O escoamento de gás gera uma perda de carga muito maior que o escoamento de líquido. Após as medidas anti-cavitação serem tomadas, e o escoamento do fluido ser iniciado, toda parte a montante do bico injetor é preenchida com líquido, reduzindo assim a perda de carga do sistema, efeito mostrado na Figura 4.15 à direita. O fluido escoou até o bico injetor, atomizando-se e formando assim o *spray*.

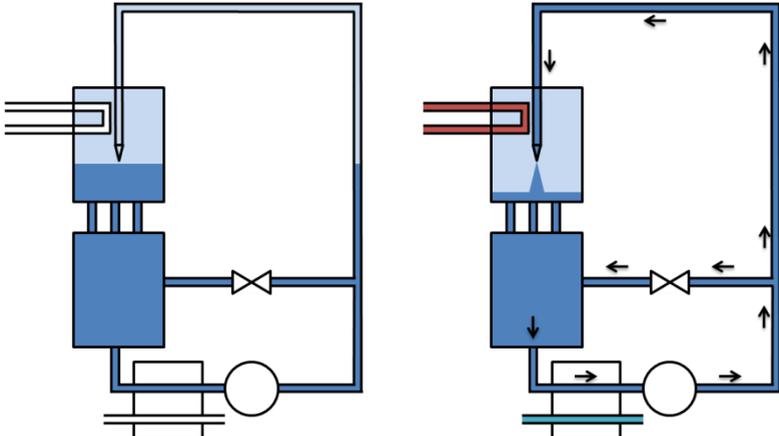


Figura 4.15 - Diferença entre o estado inicial do fluido refrigerante e o estado durante a operação da bancada com as medidas anti-cavitação.

Com o banho 3 atingindo sua temperatura mínima, de aproximadamente $-4,5^{\circ}\text{C}$, e a perda de carga sendo reduzida devido ao preenchimento da parte superior da bancada por fluido no estado líquido, parte das medidas anti-cavitação podem ser dispensadas.

4.6.2 Estabilização dos parâmetros de testes

A válvula da linha de *by-pass* é fechada, permitindo o aumento da vazão de fluido refrigerante que escoou pelo bico injetor.

O resistor elétrico acoplado ao casulo de suporte é alimentado com a tensão elétrica provida do *varivolt*. Ajustando-se a tensão de alimentação do resistor, é possível gerar uma pré-estabilização da potência dissipada no resistor elétrico.

Após pré-estabilizar a potência dissipada, a vazão é controlada por meio do inversor de frequência. Tanto a estabilização da potência dissipada, quanto da vazão de fluido refrigerante se dá de maneira muito

rápida quando comparadas com o tempo de estabilização da pressão interna da câmara, conforme pode ser visto na Figura 4.16.

Estabilizada a vazão, o banho termostático 1 é usado para controlar a pressão interna da bancada. A temperatura de sub-resfriamento é fortemente influenciada pela pressão interna da bancada. Por isso, simultaneamente ao processo de estabilização da pressão interna da bancada, é realizado o controle da temperatura do fluido na entrada do bico injetor. O controle do sub-resfriamento é realizado pelo banho termostático 2, juntamente com um *varivolt* que controla a tensão de alimentação de um resistor elétrico acoplado na linha a montante do bico injetor.

A variação da pressão interna da bancada, gera uma oscilação na vazão, porém a pressão é muito pouco sensível à variação da vazão. Assim, após a estabilização da pressão, é possível realizar um ajuste fino na vazão por meio do inversor de frequência sem desestabilizar a pressão interna da câmara. Nas Figura 4.16 e Figura 4.17 são mostrados a escala temporal de cada uma das etapas e um fluxograma das etapas do teste de *Spray Cooling*.

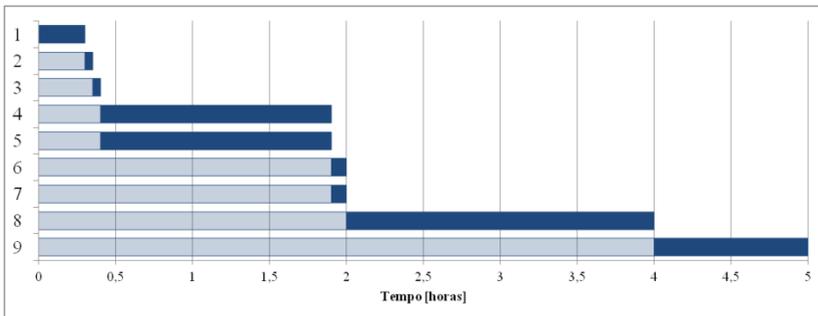


Figura 4.16 – Escala de tempo das etapas do teste de *Spray Cooling*

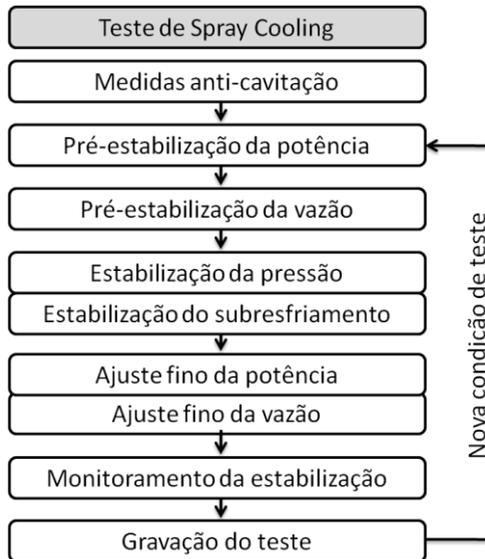


Figura 4.17 – Etapas do teste de *Spray Cooling*

Após todos os parâmetros serem estabilizados por pelo menos 2 horas, o teste é gravado por 1 hora. Os dados registrados são tabulados e armazenados e um novo teste é iniciado em novas condições.

4.6.3 Condições de testes

Três diferentes condições são testadas para cada uma das superfícies de testes e para cada condição é realizada uma varredura na potência dissipada pelo resistor. A condição denominada de “Referência” é caracterizada pela pressão de 5 bar e vazão de 5kg/h. A partir da condição de referência, são derivadas duas outras condições: “Vazão baixa” realizada a pressão de 5 bar e vazão de 3 kg/h e a condição “Pressão Alta” testada a pressão de 6 bar e vazão de 5kg/h.

Primeiramente, são realizados os testes nas condições à pressão de 5 bar, ao cabo destes testes a pressão é elevada a 6 bar. Duas condições de testes realizadas a pressão de 5 bar; a Vazão baixa é a primeira a ser testada, sendo seguida pela Referência.

As três condições de testes são realizadas com grau de sub-resfriamento de 5°C. Testes preliminares apontaram que o coeficiente de transferência de calor é pouco sensível ao grau de sub-resfriamento na entrada do bico injetor. Por isso optou-se por utilizar apenas um valor de

grau de sub-resfriamento. A distância de 17mm entre o bico injetor e a base da superfície de testes também foi mantida constante para todas as condições de testes.

Devido à possível histerese presente no fenômeno de ebulição nucleada, os testes são realizados na ordem crescente de calor dissipado na superfície de testes. A varredura da potência dissipada no resistor elétrico é realizada adotando-se uma resolução de 10 W, sendo varrida a faixa de 10 até 220 W, ou até que o fluxo de calor crítico seja atingido. O aumento da potência dissipada desestabiliza a pressão interna, assim, para cada potência testada, um novo ciclo de estabilização é feito.

Um resumo da sequência de realização dos testes pode ser visualizado no fluxograma da Figura 4.18.

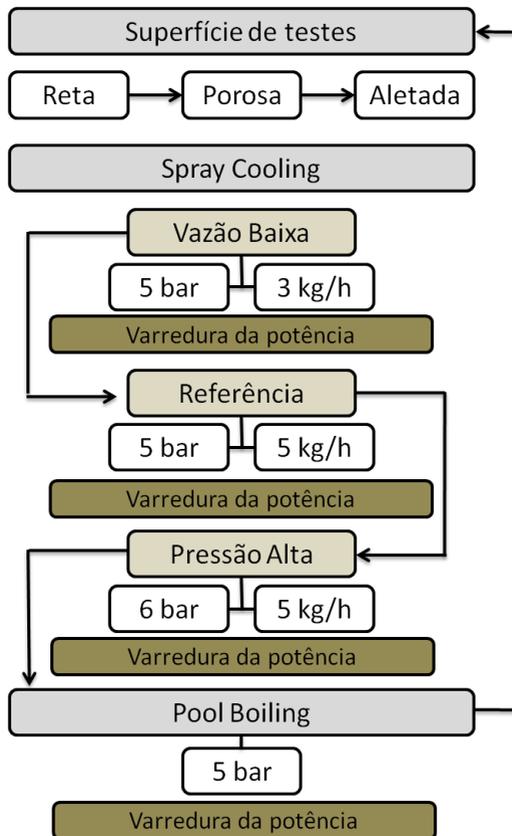


Figura 4.18 – Sequencia de testes

4.6.4 Teste de *Pool Boiling*

Assim como o teste de *Spray Cooling*, o teste de *Pool Boiling* tem por objetivo a determinação do coeficiente de transferência de calor entre a superfície de testes e o fluido de operação. A diferença entre os dois testes está no padrão de escoamento do fluido. No teste de *Spray Cooling* o fluido refrigerante é atomizado no bico injetor incidindo sobre a superfície de teste, já no teste de *Pool Boiling* a superfície de teste é submersa por uma coluna de fluido refrigerante no estado líquido. Para garantir que a superfície fique submersa, uma carga extra de refrigerante é adicionada à bancada inundando assim, toda a câmara de teste.

A bomba da bancada experimental não é acionada durante o teste de *Pool Boiling* e por isso, não há necessidade de tomar as medidas anti-cavitação e tampouco, de controlar a vazão de fluido refrigerante. Neste teste, o grau de subresfriamento na entrada do bico injetor também é relevado.

Para avaliar o efeito de histerese no fenômeno de ebulição em convecção natural, a varredura da potência dissipada é realizada primeiramente na ordem crescente, e ao atingir o fluxo de calor crítico ou a potência máxima de 220W, é feito uma nova varredura na forma decrescente.

A pressão interna da câmara é controlada pelo condensador que circula água fria provida do banho termostático 1. Para cada valor de potência dissipada no resistor, a temperatura do banho deve ser ajustada de modo a estabilizar a pressão interna da câmara em 5 bar.

O teste de *Pool Boiling* é realizado para cada uma das três superfícies de teste.

4.7 Eficiência do Isolamento

O isolante térmico ideal possui condutividade térmica igual à zero. A lã de rocha, teflon e nylon empregados como isolamento térmico possuem baixa condutividade térmica, porém maior que zero. Assim, parte do calor dissipado pela resistência elétrica, q_{total} , é perdida através do isolamento e não chega à superfície de testes.

Para avaliar a eficiência do isolamento térmico, $\epsilon_{isolamento}$, definida pela Equação [4.52]:

$$\varepsilon_{isolamento} = \frac{q_1}{q_{total}} \quad [4.52]$$

e estimar o calor que efetivamente é trocado pela superfície de testes, q_1 , foram realizadas simulações numéricas utilizando o software comercial FLUENT.

4.7.1 Simulação da perda de calor pelo isolamento térmico

Para a simulação numérica da perda de calor pelo isolamento, foi adotada uma modelagem em uma geometria simplificada assumindo-se as seguintes hipóteses:

1. Coordenadas cartesianas;
2. Simetria axial (Simulação em 2D);
3. Regime Permanente;
4. Propriedades termofísicas constantes dos materiais;
5. Geração constante e uniforme de calor na resistência elétrica;
6. Perda de calor por radiação desprezível.

O domínio de cálculo foi discretizado em volumes de controle formando a malha cartesiana uniforme com um total de 50.220 volumes. A geometria simplificada da seção de testes é exibida na Figura 4.19, em corte e colocada na posição horizontal. Foram adotadas diferentes cores para representar os diferentes domínios, relativos aos diferentes componentes da seção de testes.

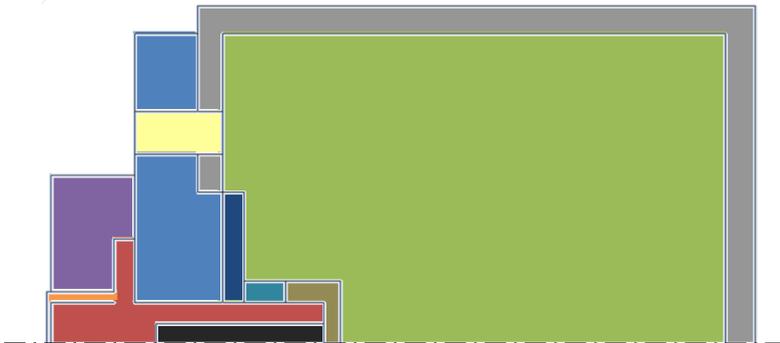


Figura 4.19 - Simplificação na geometria para simulação.

Na Tabela 4.9 os domínios são especificados e correlacionados às suas cores correspondentes. No domínio representado em cor negra, correspondente ao resistor elétrico, existe um termo fonte $q''' = 31.831.000 \text{ W/m}^3$, dissipando um total de 100 W.

Entre os domínios vermelho e laranja é assumida uma resistência de contato equivalente a 1,5 mm de teflon correspondente à vedação do veda-rosca, 1,2 mm de cobre correspondente à pasta térmica e 10 mm de cobre correspondente aos termopares e à brasagem em estanho. Detalhes destas resistências de contato podem ser visualizados em um *zoom* na Figura 4.20.

Tabela 4.9 - Domínios da simulação de perda de calor pelo isolamento

Componente	Material	Legenda
Superfície de Teste	Cobre	
Casulo de Suporte	Cobre	
Resistor Elétrico	Aço	
Isolamento Térmico	Nylon	
Isolamento Térmico / Suporte	Teflon	
Calço	Nylon	
Porca	Cobre	
Tampa com Rosca Interna	Cobre	
Parafuso de Fixação	Latão	
Isolamento Térmico	Lã de Rocha	
Chapéu de Suporte	Aço Inoxidável	

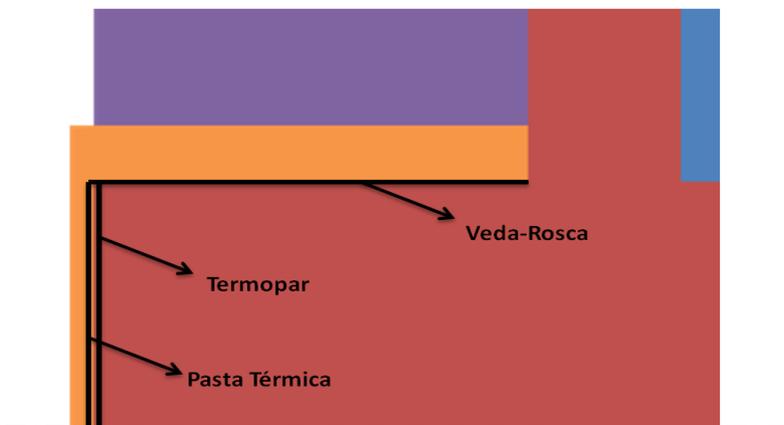


Figura 4.20 - Zoom ressaltando as resistências de contato

A equação governante do problema é a conservação da energia simplificada com as hipóteses anteriormente enunciadas, resultando em:

$$k \frac{d^2T}{dx^2} + k \frac{d^2T}{dy^2} = q''' \quad [4.53]$$

Foram prescritos os seguintes valores para os coeficientes de transferência de calor por convecção:

1. $h_{inox\ 1} = 50\ W/m^2K$
2. $h_{inox\ 2} = 3\ W/m^2K$
3. $h_{nylon} = 1000\ W/m^2K$
4. $h_{parafuso} = 200\ W/m^2K$
5. $h_{teflon\ 1} = 200\ W/m^2K$
6. $h_{teflon\ 2} = 200\ W/m^2K$
7. $h_{sup} = \text{variável}$

A temperatura do gás na fronteira do domínio foi considerada constante e igual a $15,71^\circ C$, temperatura correspondente à saturação do R-134a à pressão de 5 bar. Os coeficientes convectivos são evidenciados na Figura 4.21.

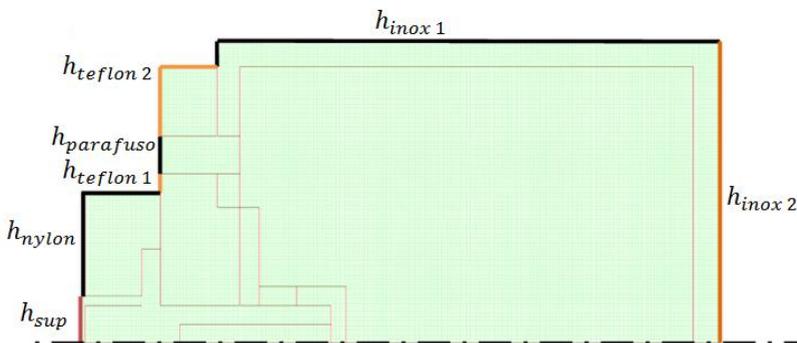


Figura 4.21 - Contorno do domínio de cálculo.

Diversas simulações foram realizadas, assumindo diferentes valores para o coeficiente de convecção sobre a superfície de testes,

h_{sup} . A eficiência do isolamento térmico é fortemente dependente deste coeficiente. Em condições de intensa convecção, a resistência térmica entre o resistor elétrico e a superfície é pequena, facilitando a transferência de calor para a superfície. Em situações onde a convecção é baixa, o calor gerado no resistor elétrico é quase que inteiramente transferido através do isolamento térmico, tornando a eficiência do isolamento baixa.

Os resultados da simulação são apresentados na Figura 4.22 na forma de um gráfico $\epsilon_{isolamento}$ vs h_{sup} .

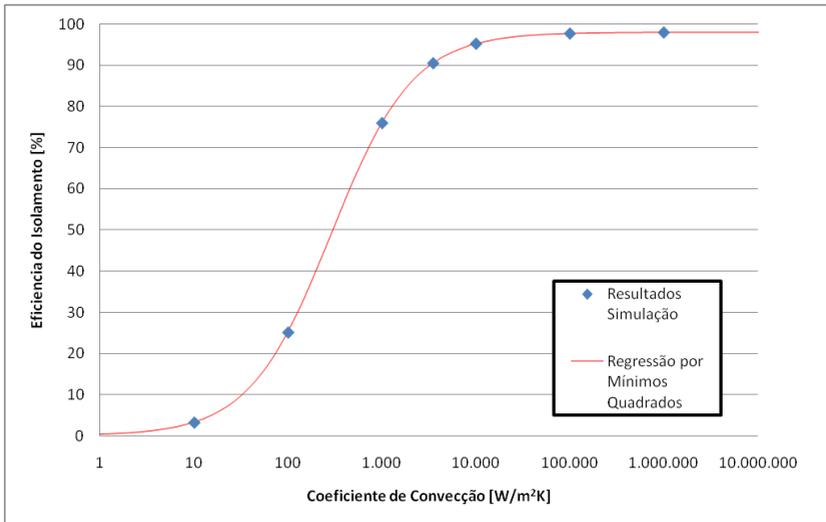


Figura 4.22 - Eficiência do isolamento em função do coeficiente de convecção na superfície de testes

Na Figura 4.23 é mostrado o perfil de temperatura no interior da seção de testes, obtido na simulação com condição de $h_{sup} = 31.300 W/m^2K$

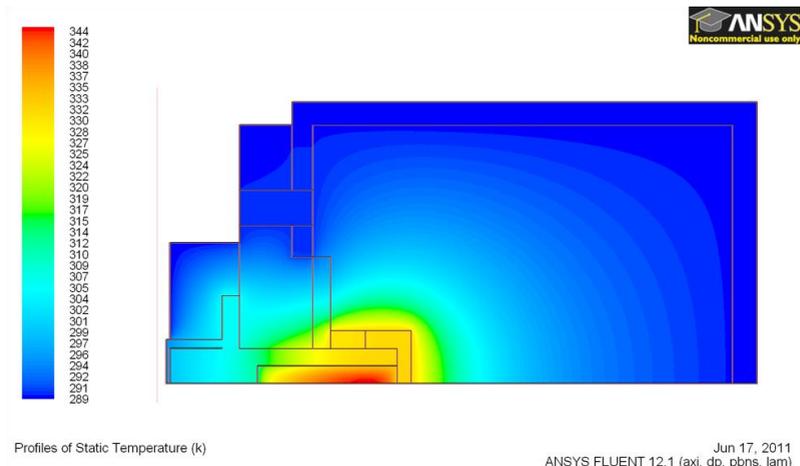


Figura 4.23 - Perfil de temperatura no interior da seção de testes (resultado de simulação numérica).

4.7.2 Resistências térmicas

O conceito de resistência é definido como a razão entre o potencial motriz e a taxa de transferência correspondente. No caso da transferência de energia térmica, o potencial motriz do fenômeno é a diferença de temperatura, ΔT , e a taxa de transferência correspondente é a taxa de transferência de calor, q .

$$R_{t\acute{e}rmica} = \frac{\Delta T}{q} \quad [4.54]$$

Em alguns casos é mais conveniente fazer uso da resistência térmica baseada na área da superfície, ou seja, a razão entre a diferença de temperatura e o fluxo de calor, q'' :

$$\mathbb{R}_{t\acute{e}rmica} = \frac{\Delta T}{q''} \quad [4.55]$$

Na Tabela 4.10, são mostradas as definições de resistência térmica para algumas geometrias e modos de transferência de calor (INCROPERA e DE WITT, 2003).

Tabela 4.10- Resistências térmicas

Condição	Resistência Térmica	Equação
Condução em parede plana	$R_{térmica} = \frac{L}{kA}$	[4.56]
Condução em cilindro	$R_{térmica} = \frac{\ln(r_1/r_2)}{2 \pi L k}$	[4.57]
Convecção	$R_{térmica} = \frac{1}{h A}$	[4.58]

Na Figura 4.24 é esquematizada a modelagem da seção de testes em termos de resistências térmicas. Optou-se por dividir a resistência térmica total entre o resistor elétrico e o fluido R-134a que circunda a seção de testes em três parcelas:

- Resistência térmica relacionada ao *spray*, R_{spray} : Compreende a resistência correspondente à troca de calor por convecção entre a superfície de teste e o R-134a atomizado formando *spray*.
- Resistência térmica relacionada ao resistor-superfície, $R_{superfície}$: Compreende toda a resistência correspondente à troca de calor entre o resistor elétrico e a superfície, incluindo condução na resistência, condução na parte superior do casulo de cobre, condução na tampa de cobre, pasta térmica entre o casulo e a tampa de cobre, e as resistências de contato.
- Resistência térmica relacionada ao isolamento, $R_{isolamento}$: Compreende as resistências térmicas restantes relacionadas às ineficiências do isolamento térmico.

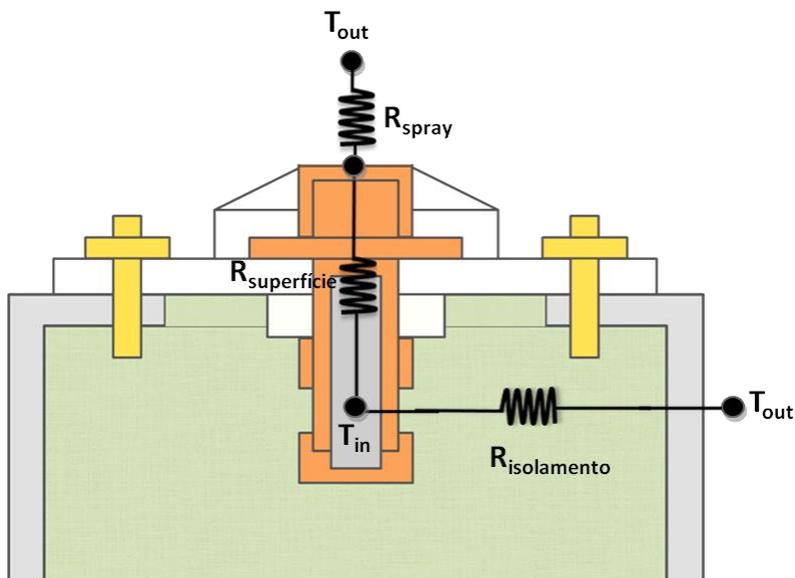


Figura 4.24 - Esquema da modelagem da seção de testes em termos de resistências térmicas.

As parcelas de calor transferidas para o isolamento e para a superfície em função de suas respectivas resistências térmicas podem ser calculadas pelas equações:

$$q_1 = \frac{\Delta T}{R_{\text{spray}} + R_{\text{superfície}}} \quad [4.59]$$

$$q_2 = \frac{\Delta T}{R_{\text{isolamento}}} \quad [4.60]$$

$$q_{\text{total}} = q_1 + q_2 \quad [4.61]$$

onde q_2 representa o calor perdido através do isolamento e ΔT é a diferença entre a temperatura máxima do interior do resistor elétrico (T_{in}) e a temperatura do fluido R-134a (T_{out}).

Substituindo-se as Equações [4.59], [4.60] e [4.61], na definição de eficiência do isolamento dada pela Equação [4.52], tem-se:

$$\varepsilon_{\text{isolamento}} = \frac{R_{\text{isolamento}}}{R_{\text{spray}} + R_{\text{superfície}} + R_{\text{isolamento}}} \quad [4.62]$$

A resistência térmica relacionada ao *spray*, R_{spray} , pode ser calculada conforme a Equação [4.58] resultando em:

$$R_{\text{spray}} = \frac{1}{A_{\text{sup}} h_{\text{sup}}} \quad [4.63]$$

obtendo-se:

$$\varepsilon_{\text{isolamento}} = \frac{R_{\text{isolamento}}}{\left(\frac{1}{A_{\text{sup}} h_{\text{sup}}}\right) + R_{\text{superfície}} + R_{\text{isolamento}}} \quad [4.64]$$

Considerando-se as resistências térmicas $R_{\text{isolamento}}$ e $R_{\text{superfície}}$, e a área da superfície A_{sup} como constantes, pode-se escrever que:

$$\varepsilon_{\text{isolamento}} = \frac{\mathbb{C}_1}{\left(\frac{1}{h_{\text{sup}}}\right) + \mathbb{C}_2} \quad [4.65]$$

onde \mathbb{C}_1 e \mathbb{C}_2 são duas constantes.

A Equação [4.65] mostra a dependência da eficiência do isolamento em relação ao coeficiente de transferência de calor por convecção do *spray*. A partir da regressão dos resultados provenientes da simulação numérica, foi possível a determinação das constantes \mathbb{C}_1 e \mathbb{C}_2 . A regressão foi realizada pelo método dos mínimos quadrados, com R^2 maior que 0,999. Os valores de \mathbb{C}_1 e \mathbb{C}_2 são apresentados na Tabela 4.11.

Tabela 4.11- Constantes da Equação [4.65]

Constante	Valor
C_1	$3,3815 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2 \text{ K/W}$
C_2	$3,4525 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K/W}$

A curva na Figura 4.22, referente à Equação [4.65], tende assintoticamente ao valor máximo de eficiência do isolamento de $C_1/C_2 = 97,94\%$. A eficiência do isolamento jamais ultrapassa este patamar devido ao fato de a resistência térmica relacionada ao resistor-superfície, $R_{superfície}$, não ser nula.

A medição de valores muito baixos de coeficiente de transferência de calor por convecção acarreta altas incertezas devido à baixa eficiência do isolamento. Para que as perdas de calor para o isolamento não sejam maior que 10% do calor total dissipado pela resistência, o coeficiente de transferência de calor por convecção do *spray* deverá ser maior que $3.280 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

4.7.3 Correção do calor perdido pelo isolamento

O coeficiente de transferência de calor por convecção do *spray*, h_{sup} , é definido por:

$$h_{sup} = q_1 / (\Delta T_{sup} A_{sup}) \quad [4.66]$$

onde ΔT_{sup} é a diferença entre a temperatura média da superfície, T_{sup} e a temperatura de saturação do R-134a correspondente à pressão do interior da câmara de teste, T_{sat} .

Devido à dificuldade da avaliação experimental de q_1 , torna-se mais adequado escrever o coeficiente h_{sup} em termos de q_{total} . Substituindo-se a Equação [4.52] na Equação [4.66], é possível escrever:

$$h_{sup} = \frac{(q_{total} \varepsilon_{isolamento})}{\Delta T_{sup} A_{sup}} \quad [4.67]$$

A determinação do coeficiente h_{sup} é função da eficiência do isolamento que, por sua vez, é dependente de h_{sup} .

Substituindo-se a Equação [4.65] na Equação [4.67], obtém-se

$$h_{sup} = \left(\frac{q''_{total}}{\Delta T_{sup}} \right) \cdot \left(\frac{C_1}{\left[\left(\frac{1}{h_{sup}} \right) + C_2 \right]} \right) \quad [4.68]$$

Rearranjando a equação e isolando h_{sup} , pode-se escrever que

$$h_{sup} = \left(q''_{total} / \Delta T_{sup} \right) \cdot (C_1 / C_2) - (1 / C_2) \quad [4.69]$$

4.7.4 Correção da temperatura da superfície

A medição da temperatura da superfície é realizada por quatro termopares tipo T localizados na parte inferior da superfície. Os termopares são fixados à parte superior do casulo de suporte de cobre por brasagem de estanho. Com o intuito de diminuir a resistência térmica entre o termopar e a tampa de cobre, utilizou-se uma pasta térmica de prata. Um esquema do acoplamento dos termopares é mostrado na Figura 4.25.

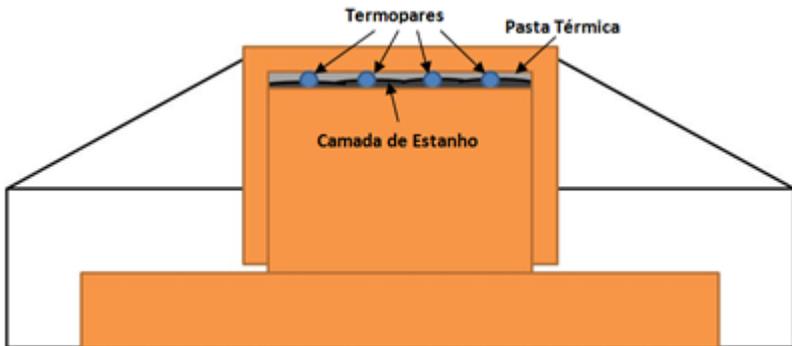


Figura 4.25 - Esquema da medição de temperatura

Como os termopares não são posicionados exatamente sobre a superfície de testes, existe uma pequena diferença entre a temperatura medida pelos termopares e a temperatura real da superfície. Esta diferença pode ser estimada por:

$$T_{termopar} - T_{sup} = q''_1 \mathbb{R}_{total} \quad [4.70]$$

onde \mathbb{R}_{total} é dado pela Equação [4.71]:

$$\mathbb{R}_{total} = \mathbb{R}_{equivalente} + \mathbb{R}_{pasta\ térmica} + \mathbb{R}_{tampa} \quad [4.71]$$

Um esquema da modelagem da resistência térmica entre o termopar e a superfície de teste, ilustrando os termos da Equação [4.71], pode ser visualizado na Figura 4.26. O ponto, onde a medição de temperatura é realizada, está demarcado com um “X” vermelho.

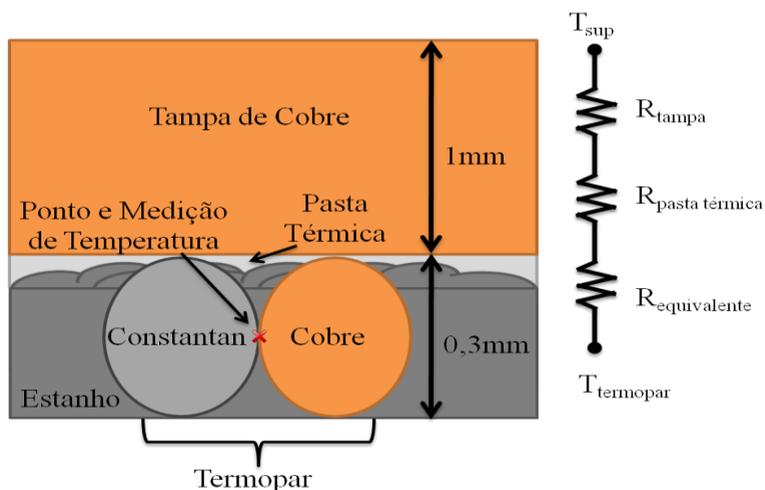


Figura 4.26 – Modelagem da resistência térmica entre o termopar e a superfície de testes

As superfícies de teste são construídas sobre uma tampa de cobre de 1 mm de espessura. Para a superfície reta, a ebulição ocorre logo na parte superior da tampa de cobre. No caso das outras superfícies, são acopladas aletas e a espuma metálica sobre a tampa, para a superfície

aletada e porosa, respectivamente. A resistência térmica da tampa de cobre pode ser determinada conforme a Equação [4.56] resultando em:

$$\mathbb{R}_{tampa} = \frac{\Delta x_{tampa}}{k_{cobre}} \quad [4.72]$$

onde Δx_{tampa} é a espessura da tampa (1 mm) e k_{cobre} é a condutividade do cobre.

Similarmente à resistência térmica da tampa de cobre, a resistência da pasta térmica pode ser estimada por:

$$\mathbb{R}_{pasta\ térmica} = \frac{\Delta x_{pasta\ térmica}}{k_{pasta\ térmica}} \quad [4.73]$$

A pasta térmica utilizada na seção de testes é a Arctic Silver[®] 5 com condutividade térmica igual a $8,9\text{ W/mK}$, a espessura média da pasta térmica foi assumida como sendo igual a $50\mu\text{m}$.

A resistência térmica associada aos termopares e à camada de estanho foi estimada em $1,5 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2\text{K/W}$. Substituindo os valores das respectivas resistências térmicas na Equação [4.71] tem-se uma estimativa para a resistência térmica total entre a superfície de testes e o ponto de medição de temperatura: $\mathbb{R}_{total} = 9,6 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2\text{K/W}$, o que equivale a uma resistência térmica de $3,85\text{ mm}$ de cobre.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

No presente capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos no aparato experimental descrito no Capítulo 3, segundo os procedimentos experimentais apresentados no Capítulo 4. Foi estudado o fenômeno de *Spray Cooling* em três diferentes superfícies: plana, aletada com canais radiais, e porosa com espuma metálica. Os efeitos da vazão mássica de fluido refrigerante e da pressão na qual o fluido é exposto, sobre o fenômeno de resfriamento por *spray*, foram avaliados para cada uma das três superfícies testadas. O desempenho do resfriamento por *spray* é comparado com o resfriamento por ebulição em convecção natural (*pool boiling*).

5.1 Caracterização de parâmetros comuns às condições de testes de *spray cooling*.

5.1.1 Medição do ângulo de abertura do *spray*

A medição do ângulo de abertura do *spray* é realizada através da análise de diversas fotografias do *spray*. Na Figura 5.1, são mostradas três etapas da medição do ângulo do *spray*.

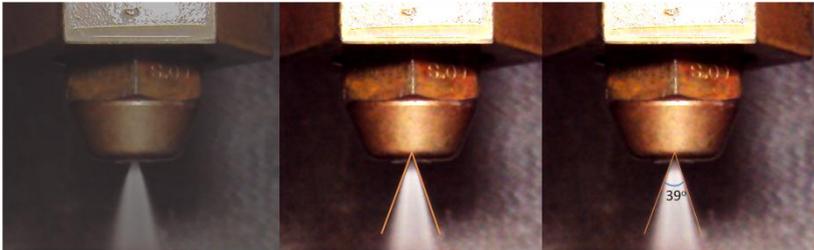


Figura 5.1 – Medição do ângulo de abertura do *spray*

1. Aquisição e escolha da fotografia (Fotografia Original)
2. Tratamento da imagem e delimitação do *spray*
3. Medição do ângulo do *spray*

5.1.2 Curva de perda de carga do bico injetor

Um parâmetro muito importante no dimensionamento de um sistema de resfriamento por *spray* é a perda de carga causada pelo bico injetor. A curva de perda de carga apresentada na Figura 5.2 foi obtida experimentalmente para o bico injetor utilizado neste trabalho. O ensaio de perda de carga consistiu em manter a pressão da câmara constante a 5 bar, por meio do condensador, varrer a gama de vazões possíveis de ser obtidas na bancada, e monitorar a pressão a montante do bico injetor.

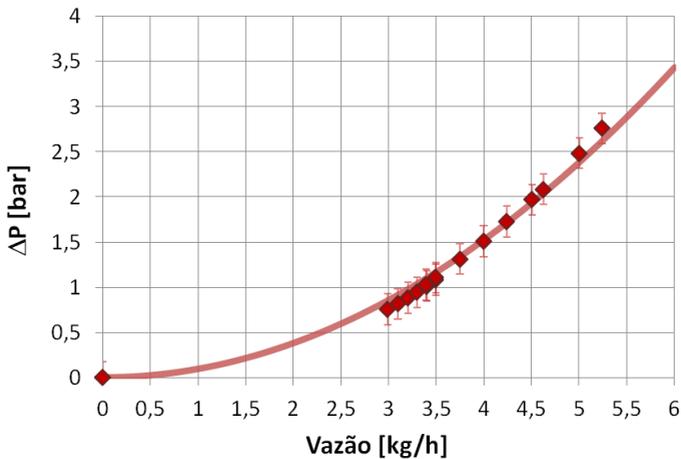


Figura 5.2 – Curva de perda de carga no bico injetor

Seguindo a abordagem de perda de carga localizada por contração e expansão de Fox *et al.* (2006), o *coeficiente de perda*, K_{inj} , pode ser determinado por:

$$h_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2} \quad [5.1]$$

onde h_{lm} é a perda de carga gerada pelo bico injetor, \bar{V} é a velocidade média do fluido durante a passagem pelo orifício e K é o coeficiente de perda por mudança súbita de área.

Como $\dot{m} = \frac{\rho \bar{V} \pi d_o^2}{4}$, a Equação [5.1] pode ser reescrita como:

$$h_{lm} = 8K \left(\frac{\dot{m}}{\pi d_0^2 \rho} \right)^2 \quad [5.2]$$

Considerando a massa específica do líquido constante, e definindo o *coeficiente de perda*, $K_{inj} = \frac{8K\rho}{(\pi d_0^2 \rho)^2}$, tem-se que:

$$\Delta P_{inj} = K_{inj} \dot{m}^2 \quad [5.3]$$

Ajustando os dados experimentais de perda de carga pelo método dos mínimos quadrados, tem-se que o melhor valor para K_{inj} é $0,0954 \text{ bar} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)^{-2}$; assim, tem-se uma correlação específica para o bico injetor utilizado neste trabalho com o fluido refrigerante R-134a.

5.1.3 Verificação da formação de vapor *flash* durante a expansão no bico injetor

Após a expansão, a pressão do fluido é reduzida, podendo por ventura gerar a evaporação de parte do líquido. A formação de vapor *flash* depende principalmente da perda de carga no bico injetor e do grau de sub-resfriamento do líquido. Neste trabalho, para todas as condições testadas, o fluido a montante do bico injetor encontra-se no estado líquido sub-resfriado com um grau de sub-resfriamento de 5°C. Na Figura 5.3, são mostrados em um diagrama de Pressão-Entalpia, os estados de entrada e saída do bico injetor para as três condições de teste, considerando expansão isentálpica no bico injetor.

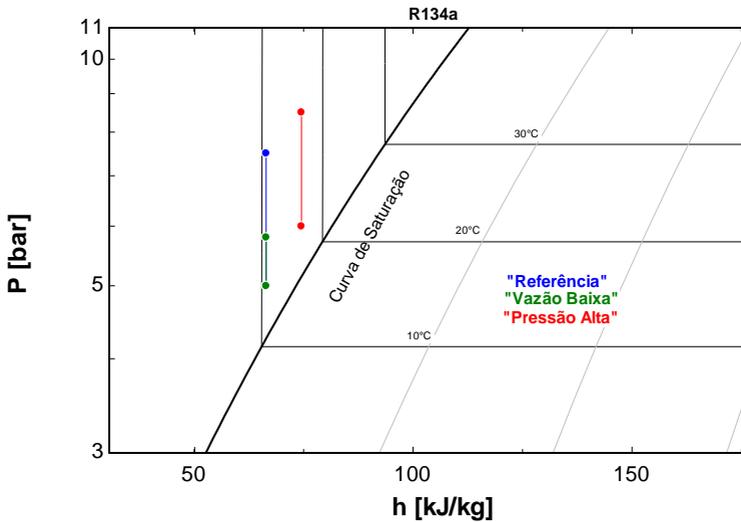


Figura 5.3 – Verificação da formação de vapor *flash*.

Caso a expansão no bico injetor ocorra a entalpia constante, não é possível se formar vapor *flash* na saída do bico injetor pois, a entalpia para líquidos é praticamente função apenas da temperatura e o grau de sub-resfriamento do líquido foi definido em relação à temperatura de saturação do interior da câmara de teste. Assim, para não haver variação da entalpia, a temperatura durante o processo de expansão do fluido no estado líquido é constante, e ao atingir a pressão da câmara interna, o fluido continuará com um grau de sub-resfriamento de 5°C, estando, portanto necessariamente no estado líquido sub-resfriado.

5.2 *Spray Cooling*

5.2.1 Superfície Plana

A superfície plana, Figura 5.4, foi a primeira superfície a ser testada neste trabalho.

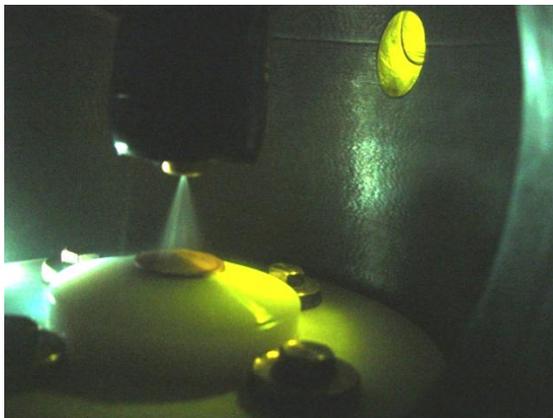


Figura 5.4 – *Spray Cooling* sobre a superfície plana

Os resultados do ensaio da superfície plana na condição de vazão igual a 3 kg/h, pressão no interior da câmara de 5 bar, grau de sub-resfriamento de 5°C, são apresentados a seguir.

Curva de ebulição:

A curva de ebulição, ilustrada na Figura 5.5, é um gráfico em escala logarítmica cuja abscissa representa o superaquecimento da superfície definida como a diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura de saturação correspondente à pressão à qual a superfície está exposta, e o eixo das ordenadas representa o fluxo de calor removido da superfície de teste, pelo fluido de refrigerante, em Watts por centímetro quadrado.

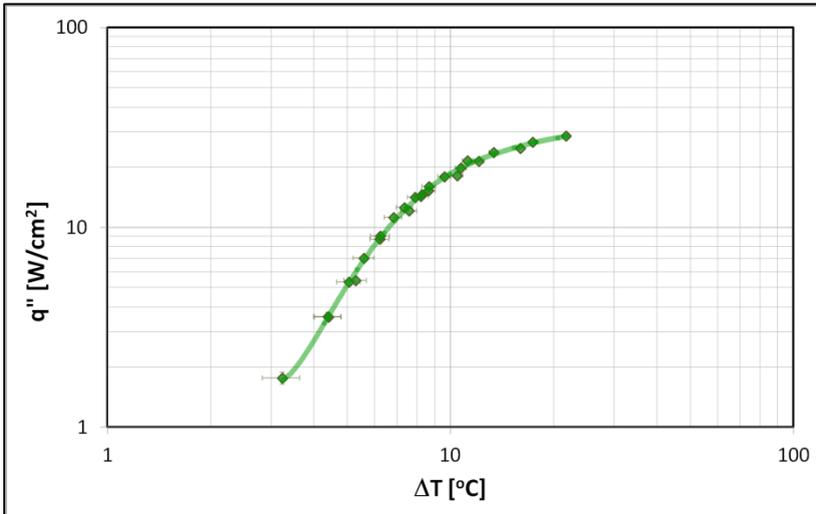


Figura 5.5 – Curva de Ebulição - *Spray Cooling*
(Superfície Plana, Pressão 5 bar, Vazão 3 kg/h, Sub-resfriamento 5°C)

Conforme o fluxo de calor dissipado na superfície é aumentado, a temperatura da superfície também se eleva, elevando por consequência o superaquecimento da superfície, pois a pressão no interior da câmara é mantida constante por meio do condensador.

A região inicial da curva de ebulição é caracterizada por baixos fluxos de calor dissipado na superfície, sendo a energia dissipada insuficiente para iniciar o regime de ebulição nucleada sobre a superfície. A inclinação da curva é constante para valores de fluxo de calor inferiores a 10 W/cm² e a transferência de calor nesta região acontece predominantemente por convecção forçada, apesar da existência de algumas bolhas na periferia da superfície de testes.

Nos testes com fluxos de calor acima de 10 W/cm² foi observada a nucleação de bolhas sobre a superfície de testes. A partir deste ponto, o aumento do fluxo de calor causa uma redução na inclinação da curva, para um mesmo incremento no fluxo de calor, o superaquecimento se eleva de forma cada vez mais acentuada.

O fluxo de calor crítico é atingido em 30 W/cm². A elevação do superaquecimento, para este fluxo de calor, ocorre de maneira muito brusca, aquecendo a superfície de testes acima dos 100°C. Por segurança, a tensão de alimentação do resistor elétrico é desligada, e o teste é encerrado sem estabilização dos parâmetros.

Uma curva típica de ebulição é mostrada na Figura 5.6b, (Kim, 2007). Na figura, pode-se observar uma variação na inclinação da curva dividindo a curva em duas regiões distintas: regime monofásico e bifásico. Neste gráfico os eixos não são *plotados* em escala logarítmica.

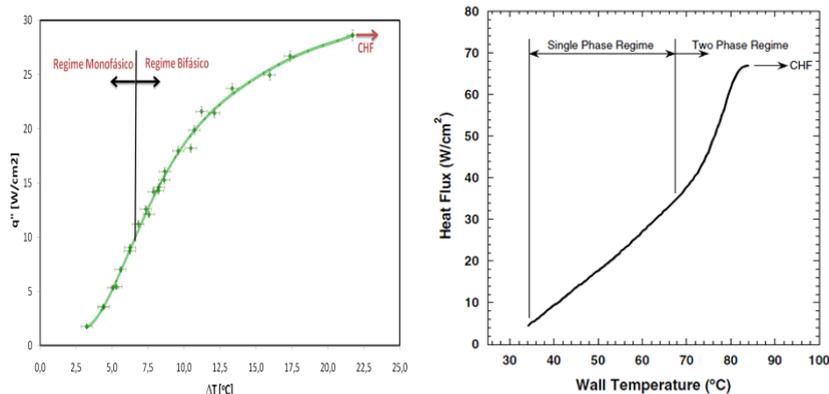


Figura 5.6 – Comparação entre a curva de ebulição do teste de “Vazão Baixa” e uma curva de ebulição de *Spray Cooling* típica (Kim, 2007)

Ao contrário do observado na curva de ebulição ilustrada na Figura 5.6b, os resultados obtidos neste trabalho, Figura 5.6a, apresentam uma redução na inclinação da curva de ebulição na zona de transição entre o regime monofásico e bifásico. Esta diferença entre as inclinações das curvas se deve provavelmente ao fato de o bico injetor utilizado neste trabalho produzir *sprays* muito densos, com pequeno ângulo de abertura, assim, a velocidade de incidência do fluido é muito maior, criando uma grande agitação na película de líquido sobre a superfície. No caso da curva de Kim (2007), as velocidades de incidência do *spray* são menores, devido ao maior ângulo de abertura de *spray* e por consequência o menor fluxo mássico de fluido. Assim, a transferência de calor é dominada pela agitação gerada pela formação, crescimento e desprendimento das bolhas durante a ebulição.

Curva de Convecção

A curva de convecção é um gráfico cujo eixo das abscissas representa o fluxo de calor dissipado na superfície de testes, em Watts, e o eixo das ordenadas representa o coeficiente de transferência de calor, dado em W/m^2K

A curva de convecção obtida para os ensaios com a superfície plana na condição de vazão de três quilogramas por hora e pressão interna de 5 bar é apresentada na Figura 5.7. A curva é crescente no intervalo compreendido de 0 a 15 W/cm², atingindo o coeficiente de transferência de calor máximo da ordem de 19.000 W/m²K, e decrescente para valores de fluxo de calor superiores a 23 W/cm². Esta redução no coeficiente de transferência de calor ocorre possivelmente, pelo excesso de vapor que deixa a superfície em forma de bolha, agindo no sentido de desacelerar o líquido que escoar sobre a superfície.

Após 30 W/cm², o coeficiente de transferência de calor é reduzido drasticamente, indicando o alcance do fluxo de calor crítico.

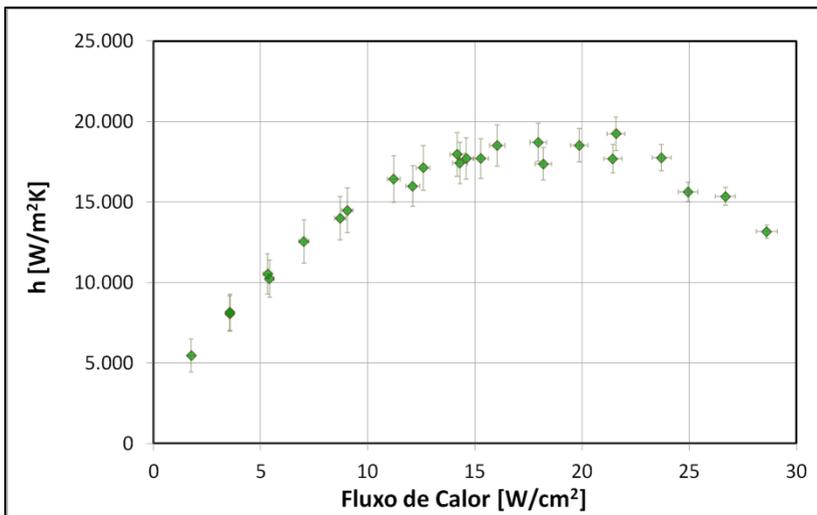


Figura 5.7 – Curva de convecção – *Spray Cooling*
(Superfície Plana, Pressão 5 bar, Vazão 3 kg/h, Sub-resfriamento 5°C)

Curva de Eficiência do Spray:

A curva de eficiência do spray é um gráfico onde o eixo da abscissa representa o superaquecimento da superfície e o eixo das ordenadas representa a eficiência do spray definida como a razão entre a taxa de calor removida pela superfície e a taxa de calor necessária para evaporar o líquido incidente sobre a superfície, Equação [5.4]:

$$\varepsilon = 100 \frac{q}{\dot{m}h_{lv}} \quad [5.4]$$

A eficiência do spray obtida pela Equação [5.4] pode assumir valores superiores a 100%, devido à transferência de calor sensível enquanto o líquido se encontra no estado subsaturado, ao superaquecimento do vapor formado após evaporação do líquido e à transferência de calor por radiação para a vizinhança.

Na Figura 5.8 é apresentada a curva de eficiência do spray para a superfície plana na condição de “Vazão Baixa”. A eficiência do spray aumenta com o aumento do superaquecimento da superfície. No trecho da curva compreendido entre os superaquecimentos de 7 a 13°C, a eficiência do spray cresce de forma linear, indicando que o coeficiente de transferência de calor é constante neste intervalo.

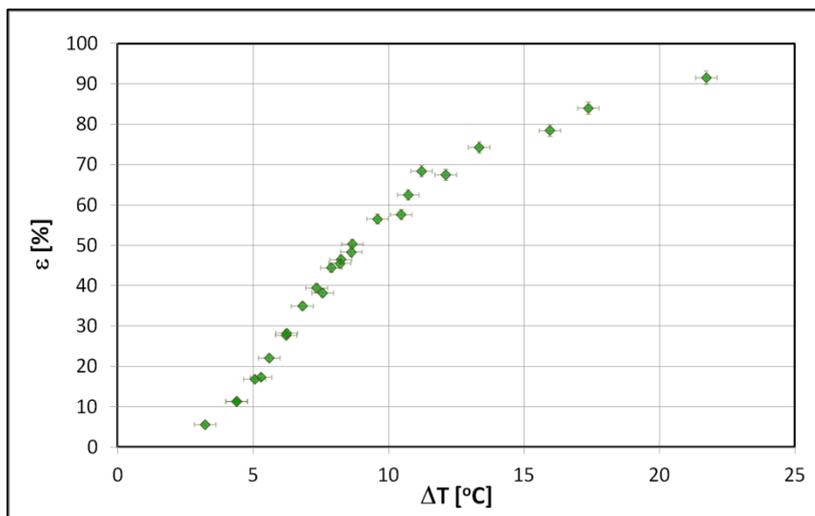


Figura 5.8 – Curva de eficiência do spray – *Spray Cooling* (Superfície Plana, Pressão 5 bar, Vazão 3 kg/h, Sub-resfriamento 5°C)

5.2.2 Efeito da Vazão

Para avaliar o efeito da vazão mássica de fluido refrigerante, foram realizados ensaios de *spray cooling* na superfície plana na condição de vazão de 5 kg/h, pressão interna da câmara de teste de 5 bar e grau de sub-resfriamento de 5°C. Esta condição é denominada neste

trabalho de “Referência” e a comparação com os resultados obtidos na condição de “Vazão Baixa” encontram-se a seguir.

Curva de Ebulição

Na Figura 5.9, é mostrado um gráfico comparativo com as curvas de ebulição em escala linear para a superfície plana nas condições de “Vazão Baixa”, em verde, e “Referência”, na cor azul. Linhas de tendência foram ajustadas aos dados experimentais.

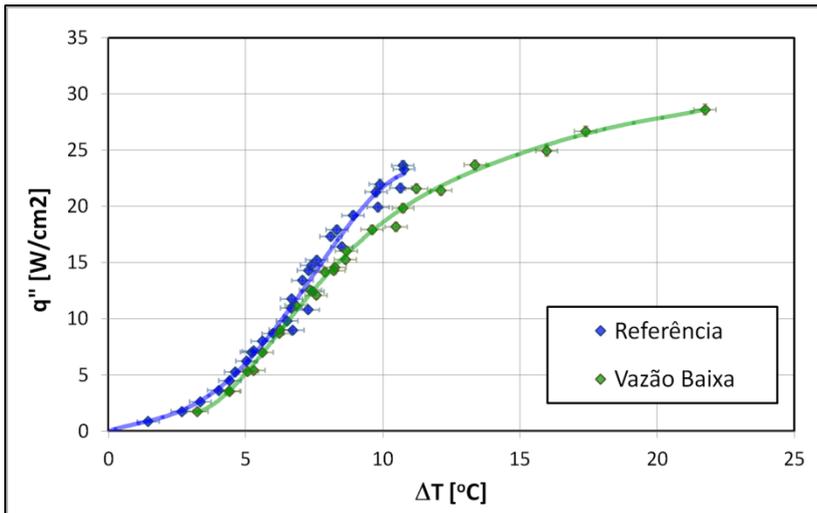


Figura 5.9 - Efeito da vazão na curva de ebulição – *Spray Cooling* (Superfície Plana)

Para um mesmo superaquecimento, o *spray* na condição de “Referência” é capaz de remover um maior fluxo de calor da superfície. Apesar de a vazão da condição “Referência” ser quase duas vezes maior que a da condição de “Vazão Baixa”, não houve uma grande variação entre as curvas de ebulição, principalmente para superaquecimentos da superfície inferiores a 7,5°C. O aumento da vazão gera o aumento da espessura do filme de líquido sobre a superfície, criando uma resistência extra à transferência de calor. Assim, o efeito de filme compensa parcialmente a intensificação da convecção devido às maiores velocidades de escoamento do líquido.

A partir de fluxos de calor acima de 12 W/cm^2 , as curvas de ebulição começam a sofrer uma maior diferenciação entre si, provavelmente devido ao retardo do início da ebulição nucleada na condição “Referência”.

Curva de Convecção

Na Figura 5.10, são apresentadas as curvas de convecção para as condições “Vazão Baixa” e “Referência”. O coeficiente máximo de transferência de calor obtido na condição de “Vazão Baixa” foi de $19.000 \text{ W/m}^2\text{K}$, e com o aumento da vazão, foram obtidos valores superiores a $22.300 \text{ W/m}^2\text{K}$.

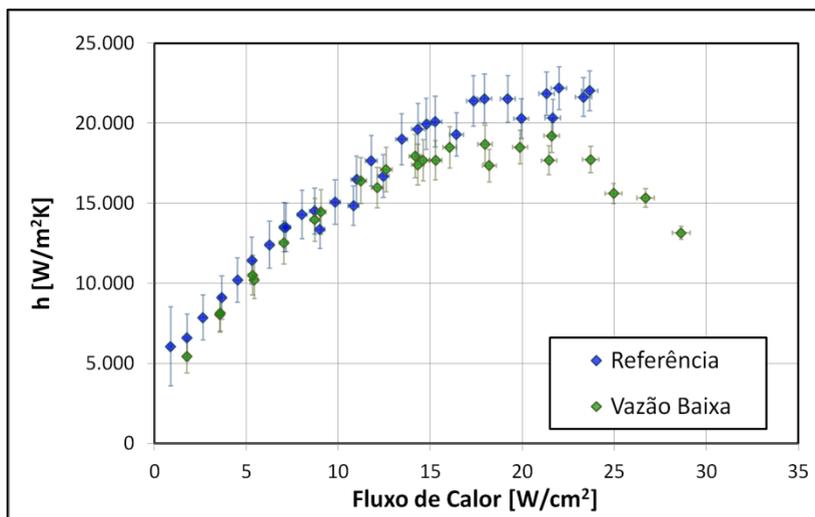


Figura 5.10 - Efeito da vazão na curva de convecção – *Spray Cooling* (Superfície Plana)

Para as duas diferentes condições, os pontos de máximo coeficiente de transferência de calor não ocorrem no mesmo fluxo de calor dissipado na superfície. Para a condição de “Vazão Baixa” o ponto de máximo acontece entre 16 e 20 W/cm^2 , e a partir desse fluxo de calor dissipado, o excesso de bolhas presentes na superfície dificulta o escoamento do líquido, reduzindo a transferência de calor. Para a condição “Referência”, o ponto de máximo coeficiente de transferência de calor ocorreu no maior fluxo de calor testado, o que indica que talvez seja possível atingir valores ainda maiores de coeficiente de

transferência de calor em maiores taxas de calor dissipadas. Esta diferença entre o ponto em que ocorre o coeficiente de transferência de calor máximo se deve a três principais motivos: para um mesmo ângulo de abertura de *spray* e distância do bico injetor à superfície de teste, condições com maiores vazões mássicas produzem *sprays* com maiores velocidades, aumentando por consequência a penetração das gotículas de líquido no possível filme de vapor formado sobre a superfície; para uma mesma taxa de calor dissipada na superfície, escoamentos com maiores vazões mássicas possuem uma menor taxa de evaporação, permanecendo com um título menor, e, portanto formando menos bolhas; o aumento da vazão mássica, aumenta a capacidade de arraste das bolhas pelo líquido, aumentando a remoção das bolhas sobre a superfície.

Curva de Eficiência do Spray

As curvas de eficiência do spray de ebulição para as condições “Referência” e “Vazão Baixa” são apresentadas na Figura 5.11. A condição “Referência” está associada a menores valores de eficiência do spray. Para um superaquecimento de 10°C, a eficiência do spray associada à condição “Vazão Baixa” é quase 50% maior que a associada à condição “Referência”.

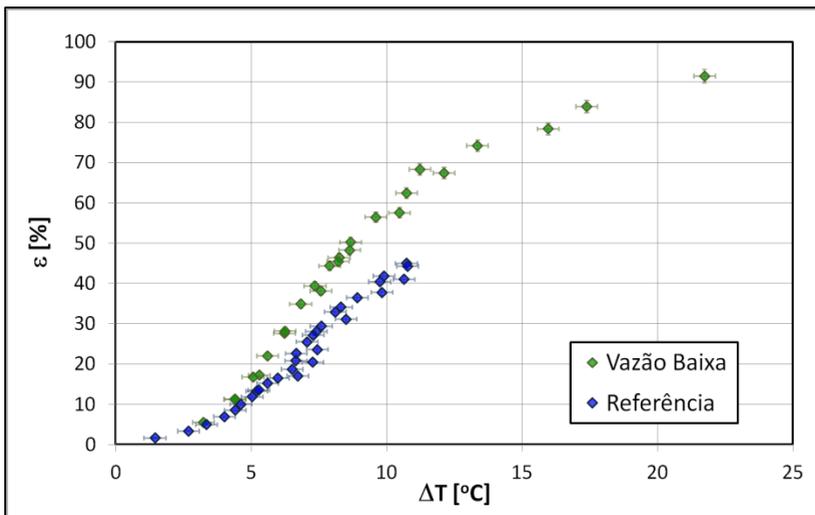


Figura 5.11 – Efeito da vazão sobre a eficiência do spray – *Spray Cooling* (Superfície Plana)

A redução de eficiência do spray para a condição de maior vazão se deve à maior taxa de calor necessária para a evaporação do líquido que incide sobre a superfície. A vazão mássica da condição “Referência” é 67% maior que a da condição de “Vazão Baixa” e, portanto a taxa de calor necessária para evaporação do líquido é também 67% maior.

5.2.3 Comparação entre *Spray Cooling* e *Pool Boiling*

Na Figura 5.12 são apresentas as curvas de ebulição para as condições “Referência” na cor azul, “Vazão Baixa” na cor verde, e os dados de *Pool Boiling* adaptados de Zaohu *et al.* (2006), em vermelho. A comparação entre os resultados de *spray cooling* deste trabalho e os de *pool boiling* de Zaohu *et al.* (2006) é especialmente interessante, pois em ambos os trabalhos foram realizados testes com R-134a como fluido de trabalho para remover calor de uma superfície plana de cobre de 25mm de diâmetro, na condição de pressão de 5 bar.

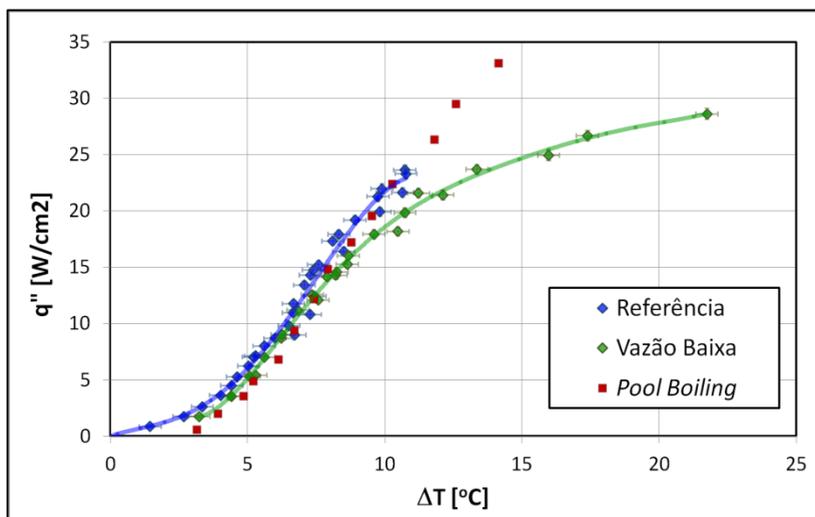


Figura 5.12 – Comparação entre as curvas de ebulição para *Pool Boiling* (Zaohu *et al.*, 2006) e *Spray Cooling* em superfície plana

Apesar de se tratar de fenômenos de transferência de calor diferentes, as curvas de ebulição para o fenômeno de *Pool Boiling* e para *Spray Cooling* são muito próximas.

Para baixos valores de superaquecimento, abaixo de 7°C , o fluxo de calor dissipado na superfície de testes é levemente menor para a transferência de calor por *pool boiling*. Este caso se inverte para altos valores de superaquecimento da superfície.

Na Figura 5.13 são apresentas as curvas de convecção para *Pool Boiling* (Zaohu *et al.*, 2006) e *Spray Cooling* (“Vazão Baixa” e “Referência”).

O coeficiente de transferência de calor máximo encontrado na transferência de calor por *pool boiling* foi de $23.400\text{ W/m}^2\text{K}$, ocorrido para o fluxo de calor dissipado de 33 W/cm^2 . Os testes de *Spray Cooling* na condição “Referência” não foram realizados até este fluxo de calor, por isso, não se pode afirmar, qual dos dois processos de transferência possui maior coeficiente de transferência de calor máximo.

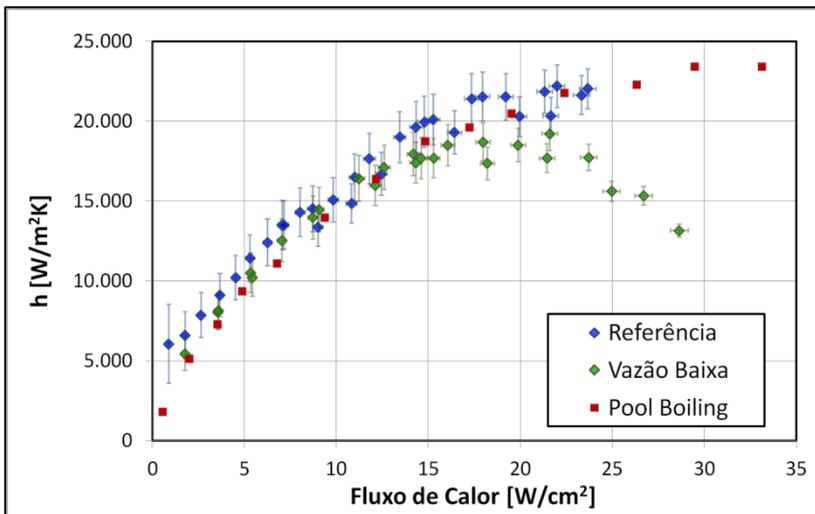


Figura 5.13 – Comparação entre as curvas de convecção para *Pool Boiling* (Zaohu *et al.*, 2006) e *Spray Cooling* em superfície plana

Na condição de “Vazão Baixa”, o coeficiente de transferência de calor é fortemente reduzido em taxas de calor dissipadas na superfície superiores a 100 W . Para estas taxas de calor dissipadas, a curva de ebulição de *Spray Cooling* para condição de “Vazão Baixa” se distancia das curvas de ebulição das demais condições.

O fluxo de calor crítico, atingido na condição “Vazão Baixa”, não foi alcançado nas demais condições de teste (*pool boiling* e *spray cooling* – “Referência”). A derivada aproximadamente constante da

curva de ebulição para o ensaio em *pool boiling* (Figura 5.12) indica que o fluxo de calor crítico, acontecerá para valores de potência dissipada maiores que 160 W e os baixos valores de eficiência do spray para a condição “Referência”, mostrados na curva de eficiência do spray (Figura 5.11) indicam que o fluxo de calor crítico só será atingido em valores de potência dissipada muito maiores que as testadas.

A diferença entre o fluxo de calor crítico das condições testadas se deve à facilidade do fluido no estado líquido entrar em contato com a superfície de testes. No ensaio de *pool boiling*, a superfície é inundada garantindo o contato da superfície ao fluido no estado líquido, mesmo para potências tão altas quanto 160 W. Para a condição de “Referência”, o acesso do líquido é facilitado pelo *spray* de alta vazão mássica. Assim, conclui-se que para remover grandes fluxos de calor de uma superfície, sem que haja grandes superaquecimentos da mesma, é preferível não empregar *sprays* de baixa vazão mássica, mas sim, o fenômeno de *pool boiling* ou *spray cooling* de alta vazão.

5.2.4 Efeito da Pressão

Para avaliar o efeito da pressão no fenômeno de *spray cooling*, foram realizados ensaios na superfície plana na condição de vazão de 5 kg/hora, pressão interna da câmara de teste de 6 bar e grau de sub-resfriamento de 5°C, condição esta denominada neste trabalho de “Pressão Alta”. Os resultados a seguir são referentes à comparação entre a condição “Referência” e “Pressão Alta”.

Curva de Ebulição

Na Figura 5.14, são mostradas as curvas de ebulição, em escala linear, para a condição “Referência” em azul e para a condição “Pressão Alta” na cor laranja.

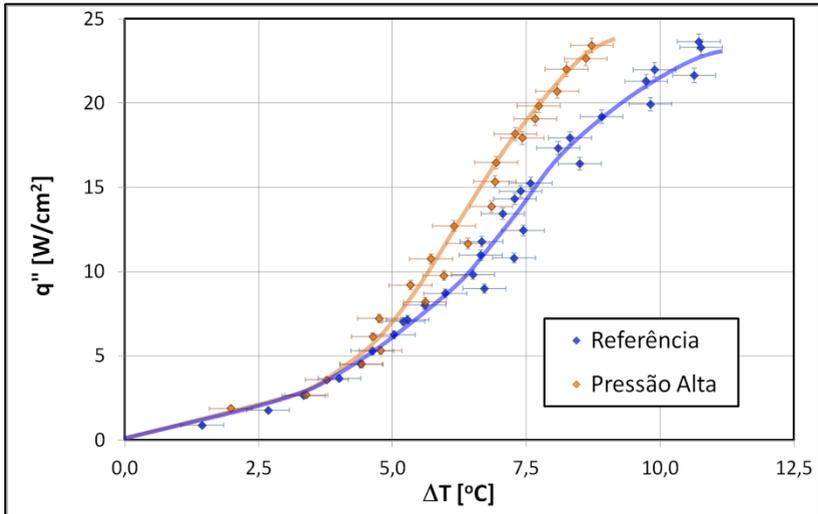


Figura 5.14 - Efeito da pressão na curva de ebulição – *Spray Cooling* (Superfície Plana)

Para baixos superaquecimentos, inferiores a 5°C, as curvas de ebulição para as condições “Referência” e “Pressão alta” se confundem. Nesta região inicial da curva, a transferência de calor acontece principalmente por convecção forçada monofásica. À medida que a nucleação de bolhas se intensifica, o efeito da pressão se torna mais evidente.

Com o aumento da pressão, a entalpia de vaporização é reduzida, assim, a energia necessária para vaporizar uma dada massa de líquido se torna menor, intensificando a ebulição. Além disso, o aumento da pressão reduz a tensão superficial do fluido, facilitando ainda mais a evaporação.

Durante a ebulição nucleada muito intensa, muito vapor superaquecido é formado. Este vapor por ser menos denso que o líquido e que o vapor quiescente da câmara de teste, sobe por empuxo, escoando em contracorrente ao *spray* provindo do bico injetor. As gotículas de líquido do *spray*, em contato com o vapor superaquecido, tendem a ter seu grau de sub-resfriamento reduzido, ou ainda, se vaporizar aumentando o título fluido do *spray* incidente na superfície. O aumento da pressão aumenta a massa específica do vapor formado, reduzindo a velocidade do vapor em contracorrente com o *spray*. A velocidade de ascensão do vapor, calculada através da Equação [2.4] para a pressão de 5 bar é 16,6% maior que a velocidade calculada para a pressão de 6 bar.

Curva de Convecção

As curvas de convecção para as condições “Referência” e “Pressão Alta” são apresentadas na Figura 5.15. O coeficiente de transferência de calor máximo obtido nos testes na condição de “Pressão Alta” foi de 26.800 W/m²K, mais de 20% maior que o coeficiente de transferência de calor máximo obtido na condição “Referência”.

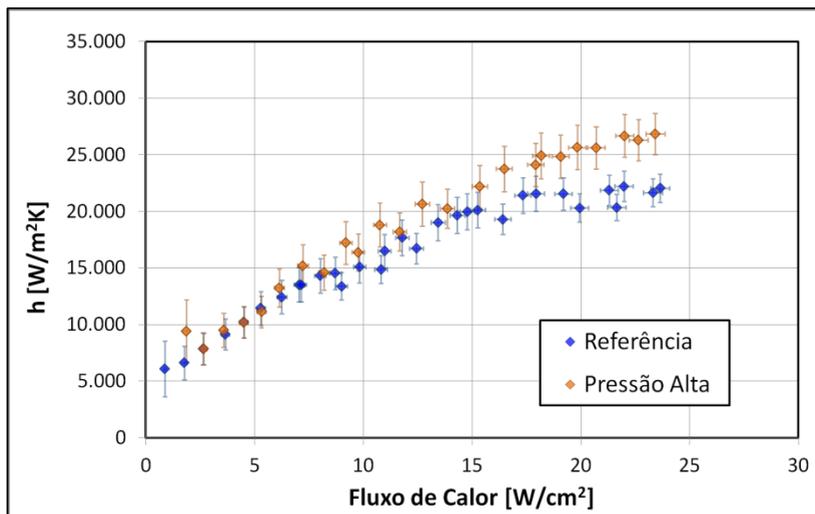


Figura 5.15 - Efeito da pressão na curva de convecção – *Spray Cooling* (Superfície Plana)

Curva de Eficiência do Spray

Na Figura 5.16, são apresentadas as curvas de eficiência do spray para as condições “Referência” em azul, e “Pressão Alta” na cor laranja. Durante todos os ensaios nestas condições de testes, a eficiência do spray não ultrapassou 50%, o que indica que os fluxos de calor testados são muito inferiores ao fluxo de calor crítico para estas condições de testes.

Para um mesmo superaquecimento, a eficiência do spray é maior para a condição “Pressão Alta”.

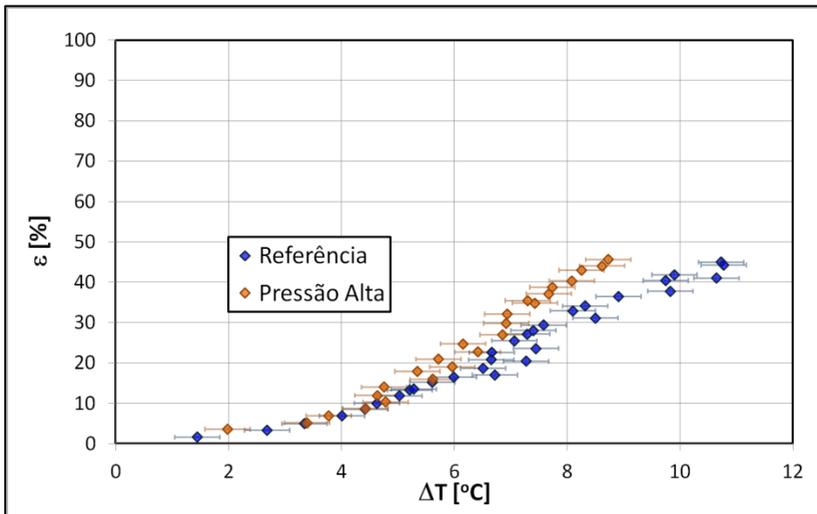


Figura 5.16 - Efeito da pressão na curva de eficiência do spray – *Spray Cooling* (Superfície Plana)

5.2.5 Superfície com Espuma Metálica

A segunda superfície a ser testada foi a superfície com espuma porosa, Figura 5.17.



Figura 5.17 – *Spray Cooling* sobre a superfície com espuma metálica porosa

Envelhecimento da superfície

A primeira condição testada sobre a superfície com malha porosa foi a “Vazão Baixa”, correspondendo a vazão mássica de 3 kg/h, pressão interna de 5 bar, e grau de sub-resfriamento de 5°C. Foram realizados dois ensaios na condição “Vazão Baixa”. O primeiro, aqui denominado de “Pré - Vazão Baixa”, foi realizado logo após o fechamento da bancada. Ao término dos testes de “Pré - Vazão Baixa”, a superfície foi aquecida e novos testes foram realizados, “Vazão Baixa”. Na Figura 5.18 são mostradas as curvas de ebulição para a condição “Pré - Vazão Baixa” em vermelho e “Vazão Baixa” em verde.

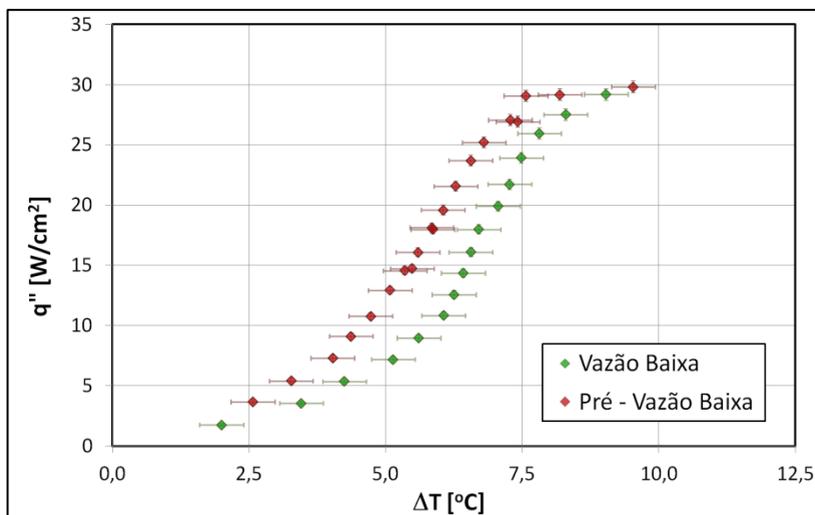


Figura 5.18 – Curva de ebulição – *Spray Cooling* – “Vazão Baixa”
(Superfície com malha porosa)

O fluxo de calor crítico foi alcançado para as duas condições testadas, em ambas as condições, o CHF foi de aproximadamente 32 W/cm^2 . Na Figura 5.19, são mostradas as curvas de convecção para as condições “Pré - Vazão Baixa” e “Vazão Baixa”.

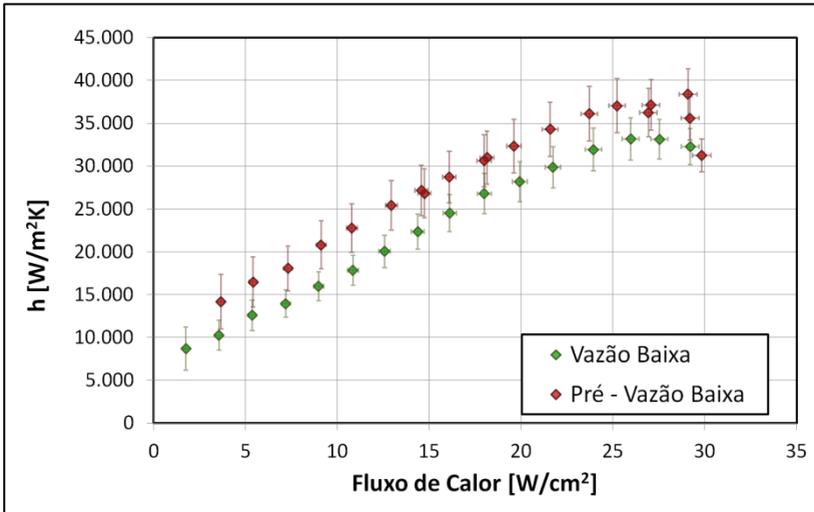


Figura 5.19 - Curva de convecção – *Spray Cooling* – “Vazão Baixa”
(Superfície com malha porosa)

As duas condições foram testadas com a mesma vazão, pressão, grau de sub-resfriamento, distância entre o bico injetor e a superfície. Os valores de coeficiente de transferência de calor obtidos para a condição “Pré – Vazão Baixa” foram maiores que os obtidos para a condição “Vazão Baixa”. Uma possível interpretação para esta diferença no desempenho das duas condições é a ocorrência do envelhecimento da superfície na condição “Vazão Baixa”. O aquecimento da superfície após o término dos testes na condição de “Pré – Vazão Baixa” provavelmente acelerou o envelhecimento da superfície que pode ter sido causado por diferentes fatores:

- Alteração do estado do estanho responsável pela a brasagem da malha porosa à superfície;
- Deterioração da pasta térmica utilizada na redução da resistência de contato entre a superfície com malha porosa e o corpo do casulo de suporte;
- Oxidação da malha porosa;
- Depósito de impurezas nos poros da espuma metálica;
- Fratura de uma região frágil da malha porosa pela pressão do *spray*;

Para determinar a causa do envelhecimento da superfície, a bancada foi desmontada, e foi realizada uma limpeza da superfície com

uma solução de ácido clorídrico, e posteriormente com água destilada, Figura 5.20.



Figura 5.20 – a) Superfície sendo imersa na solução de ácido clorídrico
b) Superfície antes e depois do processo de limpeza

Após o processo de limpeza, a bancada foi novamente fechada, a superfície foi reaquecida e, alguns testes foram repetidos para a condição de “Vazão Baixa”. Na Figura 5.21, são mostradas as curvas de convecção para as condições: “Pré – Vazão Baixa”, em vermelho, “Vazão Baixa” em verde, e “Pós Limpeza” em roxo.

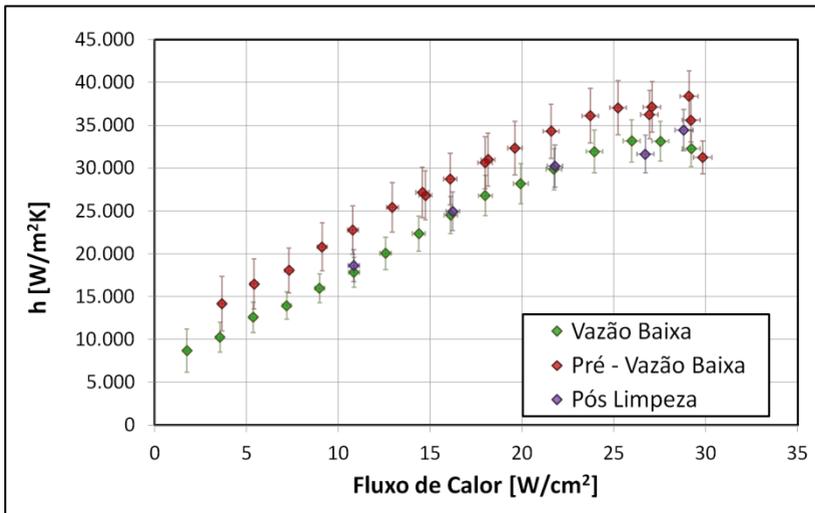


Figura 5.21 – Curva de convecção para as condições “Pré – Vazão Baixa”, “Vazão Baixa” e “Pós Limpeza”

Os coeficientes de transferência de calor obtidos nos testes repetidos após a limpeza foram muito similares aos obtidos para a condição “Vazão Baixa”, o que indica que a causa do envelhecimento da superfície não era a oxidação da malha porosa, pois toda oxidação foi removida através da imersão na solução de ácido clorídrico; tampouco era o depósito de impurezas nos poros da espuma metálica, pois após a limpeza, caso tivessem sido removidos as impurezas, o coeficiente de transferência de calor deveria ter voltado a subir; também não poderia ser uma fratura da malha porosa pela pressão do *spray*, pois ao se desmontar a bancada, não foram encontrados pedaços de malha porosa no interior da câmara de teste.

Foi suposto então que a causa do envelhecimento foi a alteração do estado do estanho responsável pela a brasagem da malha porosa à superfície ou a deterioração da pasta térmica utilizada na redução da resistência de contato entre a superfície com malha porosa e o corpo do casulo de suporte.

Comparação entre a superfície plana e a superfície com malha porosa

Na Figura 5.22 são mostradas as curvas de ebulição para as condições “Vazão Baixa”, em verde, “Referência”, em azul, “Pressão Alta”, na cor laranja, para o fenômeno de *spray cooling* em superfície plana (losangos fechados) e em espuma metálica (losangos vazados).

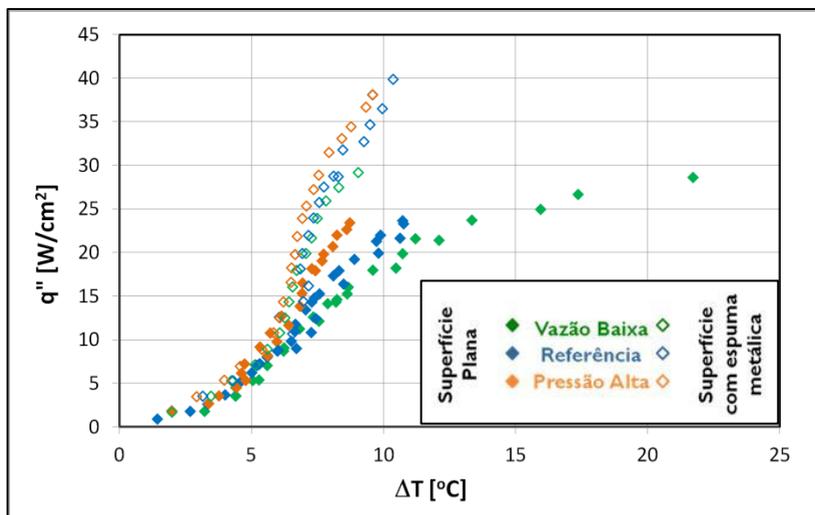


Figura 5.22 – Curva de ebulição:
Spray Cooling em superfície plana e com espuma metálica

O resfriamento por *spray* se mostrou ser menos sensível à variação de vazão e pressão quando ocorrido na superfície com espuma metálica. Principalmente para altos valores de fluxo de calor, onde é mais intensa a nucleação de bolhas, a distinção entre as curvas de diferentes condições de vazão e pressão, é mais perceptível no resfriamento da superfície plana. Esta diferença de sensibilidade das duas superfícies ocorre provavelmente devido a geometria irregular da superfície com espuma metálica ser muito mais propícia à formação de sítios de nucleação de bolhas. Por isso, o efeito da vazão e pressão na ativação de novos sítios de nucleação, é relativamente menos importante quando comparados com a superfície plana, que possui uma menor quantidade de sítios de nucleação de bolhas.

As curvas de convecção, apresentadas na Figura 5.23, seguem o mesmo padrão de cores e marcadores empregados na Figura 5.22.

Os coeficientes de transferência de calor obtidos no resfriamento da superfície com espuma metálica foram muito maiores que os obtidos na superfície plana.

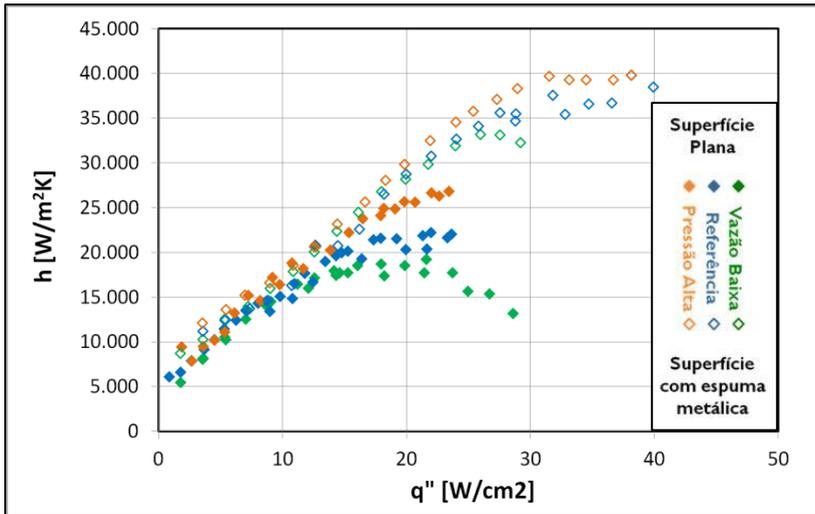


Figura 5.23 - Curva de convecção: *Spray Cooling* em superfície plana e com espuma metálica

Para ilustrar a diferença entre os coeficientes de transferência de calor relativos às duas superfícies, são apresentados na Tabela 5.1, os valores deste coeficiente (em W/m²K) para o fluxo de calor de 22 W/cm², para cada condição, tanto para a superfície plana, quanto para a superfície com espuma metálica.

Tabela 5.1 - Coeficientes de transferência de calor para 22 W/cm².

	“Vazão Baixa”	“Referência”	“Pressão Alta”
Plana	22.200	22.200	26.700
Porosa	29.900	30.800	32.500
Diferença	34,7%	38,7%	21,7%

Para ambas as superfícies na condição de “Vazão Baixa”, o fluxo de calor crítico ocorreu em 30 W/cm², para as demais condições, o CHF não foi alcançado.

5.2.6 Superfície aletada com canais radiais

O resfriamento por *spray* da superfície aletada com canais radiais foi ensaiado apenas na condição “Vazão Baixa”. Na Figura 5.24 são apresentadas as curvas de ebulição para a condição “Vazão Baixa”, relativas às superfícies plana (losangos fechados em verde), com espuma metálica (losangos vazados em vermelho) e aletada com canais radiais (asteriscos em azul). As respectivas curvas de convecção são apresentadas na Figura 5.25.

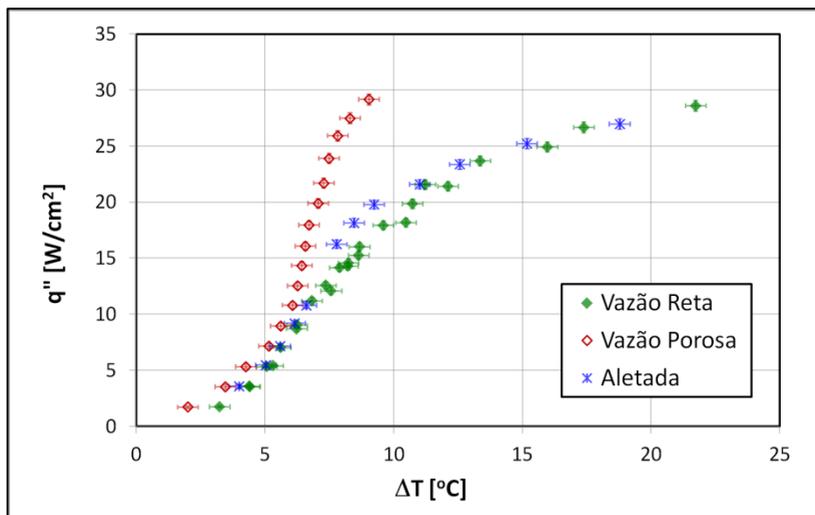


Figura 5.24 – Curvas de Ebulição – *Spray Cooling* “Vazão Baixa”
(Superfícies: plana, com espuma metálica e aletada com canais radiais)

A curva de ebulição referente à superfície aletada com canais radiais, se mostrou ser mais próxima à curva da superfície plana que à curva da superfície com espuma metálica.

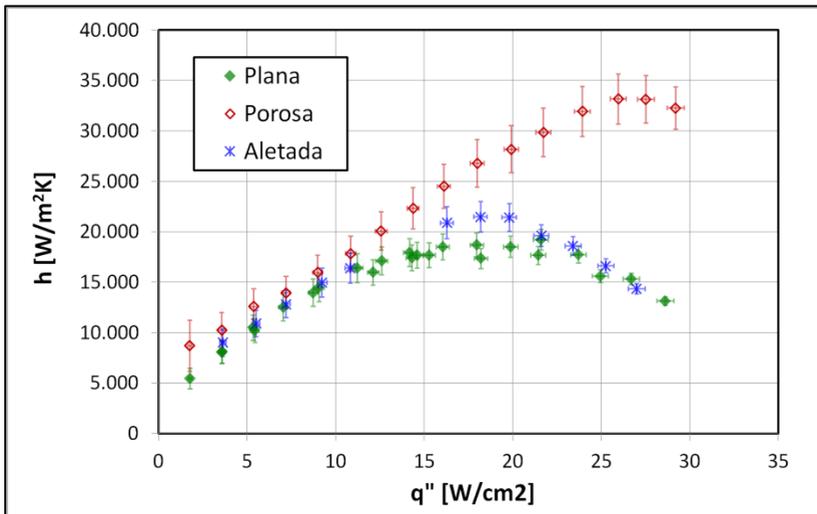


Figura 5.25 - Curvas de Convecção – *Spray Cooling* “Vazão Baixa” (Superfícies: plana, com espuma metálica e aletada com canais radiais)

A diferença entre os coeficientes de convecção máximos não são proporcionais às diferenças entre as áreas de transferência de calor de cada superfície. O coeficiente de convecção máximo obtido no resfriamento por *spray* da superfície aletada com canais radiais, para a condição de “Vazão Baixa” foi de 21.500 W/m^2K . Apesar de a área de troca de calor da superfície aletada ser 75% maior que a área da superfície plana e 67% menor que a área da superfície com espuma metálica, o coeficiente máximo obtido na superfície aletada foi 11,8% maior que o máximo coeficiente obtido na superfície plana e 35,2% menor que o máximo obtido na superfície com espuma metálica.

Para avaliar a transferência de calor, independentemente do efeito da área de troca, foi definido o coeficiente de convecção em relação ao fluxo de calor associado à área total de transferência de calor de cada superfície. As curvas de convecção relativas à condição “Vazão Baixa” para as três diferentes superfícies, calculadas a partir da área total de transferência de calor são mostradas na Figura 5.26.

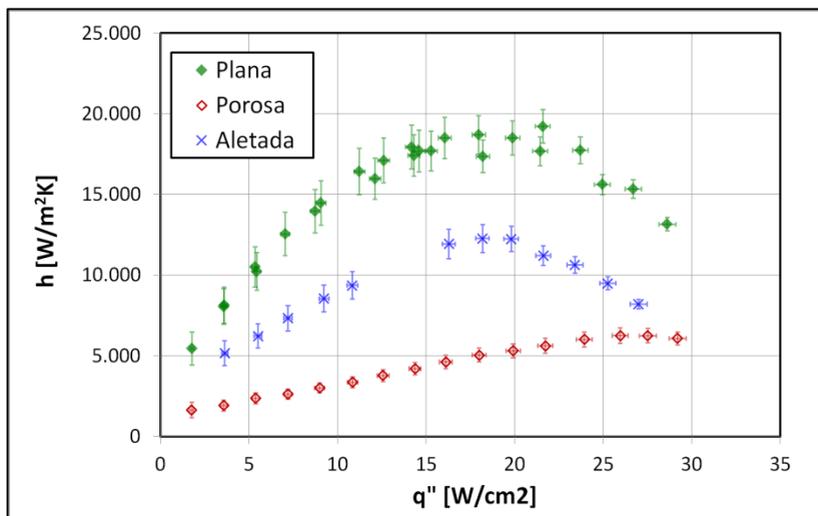


Figura 5.26 - Curvas de Convecção desprezando o efeito de área
Spray Cooling “Vazão Baixa”

(Superfícies: plana, com espuma metálica e aletada com canais radiais)

A superfície com espuma metálica apresentou os menores coeficientes de transferência de calor associados à área total de troca de calor. Este efeito pode estar relacionado à subutilização de determinadas regiões da superfície que não entram em contato com o fluido no estado líquido, à resistência térmica do cobre, e ao gradiente de temperatura ao longo da altura da espuma metálica, onde a temperatura da espuma metálica na medida em que se distancia da base se torna cada vez mais próxima à temperatura de saturação do fluido, reduzindo a eficiência de troca de calor.

5.3 *Pool Boiling*

Foram realizados testes de ebulição em convecção natural (*pool boiling*) sobre as superfícies estendidas com espuma metálica e com aletas radiais. Os testes foram realizados mantendo-se a pressão interna da câmara de teste constante a 5 bar.

5.3.1 Superfície com Espuma Metálica

Na Figura 5.27 são mostradas três fotografias da superfície com espuma metálica, durante testes de *pool boiling* para diferentes fluxos de calor dissipados na superfície (aumentando da esquerda para a direita).

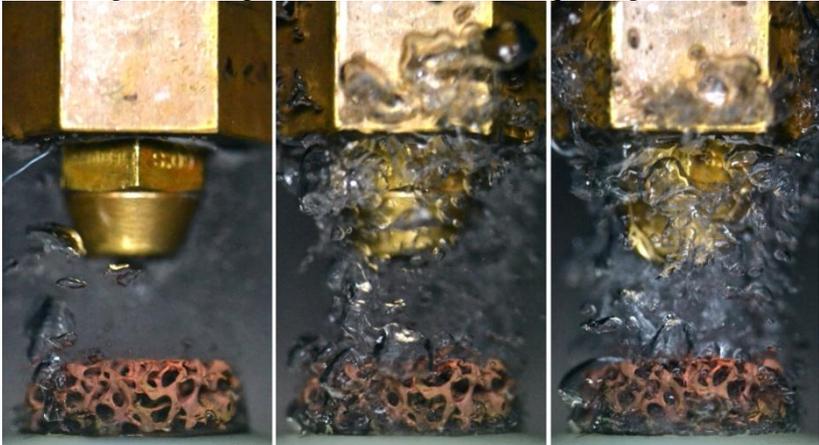


Figura 5.27 – *Pool Boiling* em diferentes fluxos de calor dissipados (Superfície com espuma metálica)

Sobre a superfície com espuma metálica, foram realizadas duas baterias de testes, a primeira em ordem crescente de fluxo de calor e a segunda em ordem decrescente. Na Figura 5.28 são mostradas as curvas de ebulição para as duas baterias de testes, crescente em azul e decrescente na cor laranja.

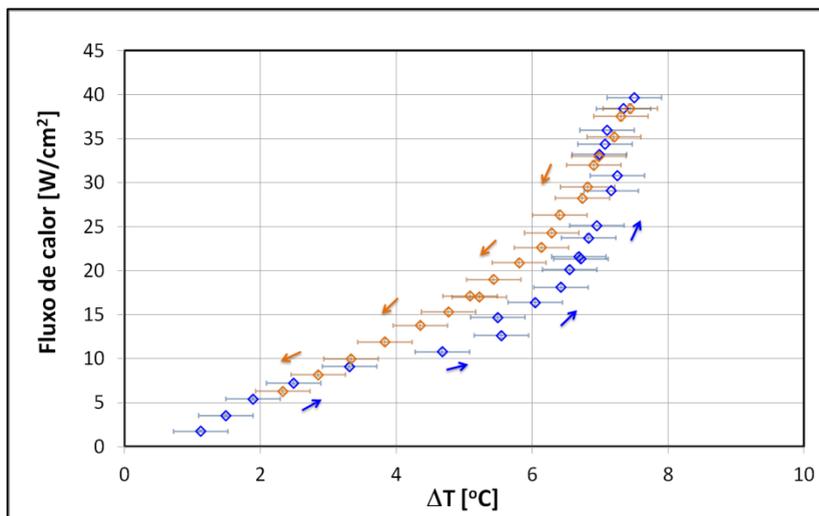


Figura 5.28 – Histerese – *Pool Boiling*
(Superfície com espuma metálica)

As curvas de ebulição das duas baterias de testes não foram coincidentes. Para a região intermediária de fluxo de calor dissipado, foi observada um menor superaquecimento da superfície nos testes da segunda bateria.

A histerese entre as curvas de testes realizados na ordem crescente de fluxo de calor e a realizada na ordem decrescente, também foi relatada por Bostanci *et al.* (2009), que complementou que o efeito de histerese era mais intenso em superfícies com maior número de sítios de nucleação de bolhas.

Este efeito possivelmente acontece pelo fato de ao se realizar os testes na ordem decrescente de fluxo de calor, alguns sítios de nucleação, ativados no teste anterior, continuam ativados mesmo com a redução do fluxo de calor dissipado na superfície.

5.3.2 Superfície aletada com canais radiais

Os testes de ebulição em convecção natural sobre a superfície aletada com canais radiais foram executados na ordem decrescente de fluxo de calor. Na Figura 5.29 são mostradas quatro curvas de ebulição para *pool boiling*: na superfície aletada (asteriscos verdes), na superfície porosa (losangos vazados na cor azul para testes na ordem crescente e

na cor laranja para testes na ordem decrescente) e na superfície plana (quadrados vermelhos, Zaohu *et al.*, 2006).

Durante os testes de *pool boiling*, o fluxo de calor crítico não foi atingido, nem na superfície aletada, tampouco na com espuma metálica.

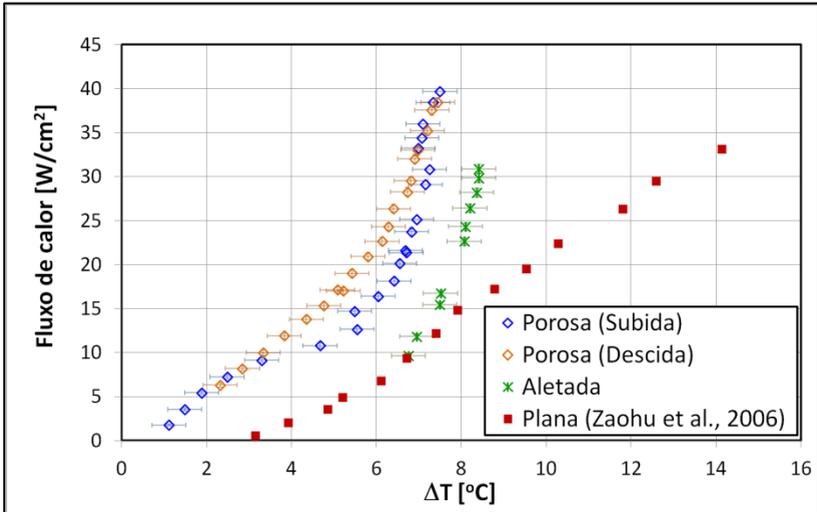
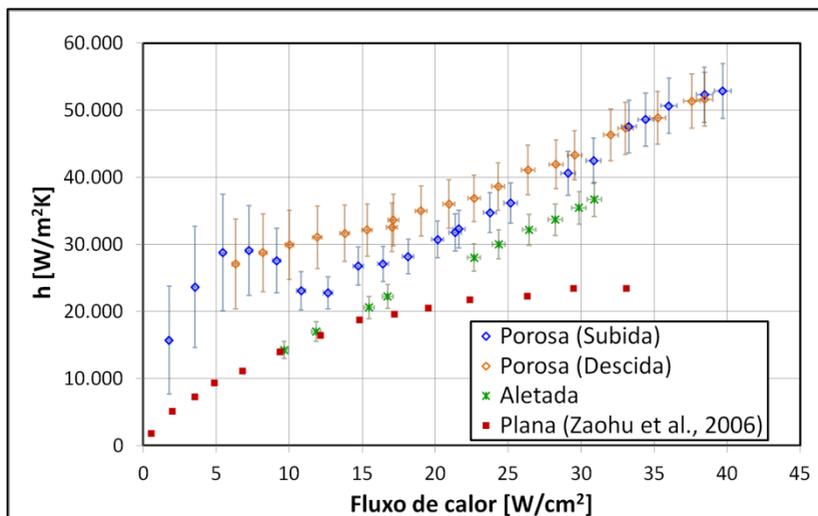


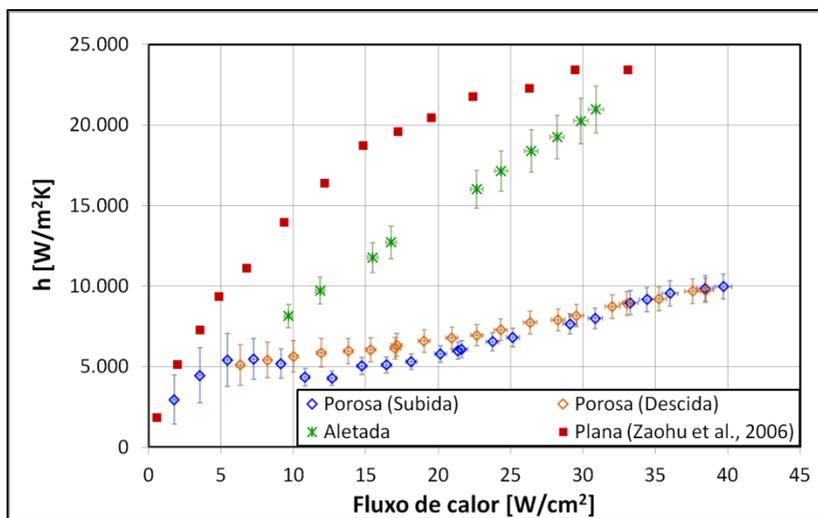
Figura 5.29 – Curva de Ebulição – *Pool Boiling*

Na Figura 5.30, são apresentadas as curvas de convecção por *pool boiling* para três diferentes superfícies.

O coeficiente de transferência de calor máximo obtido na transferência de calor da superfície aletada por ebulição em convecção natural foi de 36.700 W/m²K; 30,6% menor do que o coeficiente máximo obtido em *pool boiling* na superfície porosa, que foi de 52.900 W/m²K; e 56,8% maior que o máximo coeficiente obtido por Zaohu *et al.* (2006) para a superfície plana.

Figura 5.30 - Curva de Convecção – *Pool Boiling*

Na Figura 5.31 são mostradas as curvas de convecção desprezando o efeito da área de transferência de calor.

Figura 5.31 - Curva de Convecção desprezando o efeito de área (*Pool Boiling*)

Sobre a superfície plana, foram obtidos os maiores coeficientes de transferência de calor associados à área total de troca de calor. Já sobre a superfície com espuma metálica foi obtida a pior curva de convecção. A redução da altura da espuma metálica pode conduzir a uma significativa melhora da curva de convecção associada à área total de transferência de calor.

5.4 Comparação com a literatura

Cabrera e Gonzalez (2003) desenvolveram uma correlação empírica para estimar o fluxo de calor dissipado na superfície de testes, Equação [2.34] já apresentada no Capítulo 2.

A correlação de Cabrera e Gonzalez (2003) é composta por cinco multiplicadores adimensionais: número de Jakob, que é função de propriedades do fluido e da temperatura da superfície; Temperatura adimensional, que é função do grau de sub-resfriamento do *spray* e do superaquecimento da superfície; Fluxo de massa adimensional, que é função de propriedades do fluido e da vazão mássica; Pressão adimensional, que é função da pressão interna da câmara e da pressão atmosférica; e Rugosidade adimensional, que é função da rugosidade da superfície e do diâmetro das gotículas do *spray*.

Neste trabalho não foram realizadas as medições do diâmetro das gotículas do *spray*. Existem na literatura diversas correlações para estimar o diâmetro médio de Sauter, como por exemplo:

Correlação de Bonacina *et al.* (1975):

$$d_{32} = 9,5 \frac{d_{inj}}{\Delta P_{inj}^{0,37} \operatorname{sen}\left(\frac{\theta_{spray}}{2}\right)} \quad [5.5]$$

Correlação de Toda (1972):

$$d_{32} = 3,7 \cdot 10^{-3} d_{inj} \sigma^{0,5} \frac{1 + 33408 v_l}{\rho_l V_{inj}} \quad [5.6]$$

Correlação de Estes e Mudawar (1995):

$$d_{32} = 3,67 d_{inj} \left(\frac{\rho^{0,5} d_{inj}^{1,5} \Delta P_{inj}}{\sigma^{0,5} \mu_l} \right)^{-0,259} \quad [5.7]$$

Correlação de Tsai (2005):

$$d_{32} = 318,2 d_{inj} \left(\frac{\rho_l V_{inj} d_{inj}}{\mu_l} \sqrt{\frac{\rho_l V_{inj}^2 d_{inj}}{\sigma_l}} \right)^{-0,41} \left(\frac{z_{max}}{d_{inj}} \right)^{0,28} \quad [5.8]$$

As correlações acima citadas foram testadas, porém não apresentaram boa concordância; a diferença entre o diâmetro médio de Sauter calculado por diferentes correlações foi de varias ordens de grandeza. Assim, optou-se por calcular a correlação de Cabrera e Gonzalez (2003) para os valores de rugosidade adimensional extremos da faixa de validade da correlação: 0,07 e 1,1.

Na Figura 5.32 são mostradas as curvas de ebulição obtidas para o resfriamento da superfície plana por *spray* para as três condições de testes, “Vazão Baixa” (losango fechado em verde), “Referência” (losango fechado em azul) e “Pressão Alta” (losango fechado em laranja). São mostradas também as curvas calculadas através da correlação de Cabrera e Gonzalez (2003) para cada uma das condições, seguindo o mesmo padrão de cor.

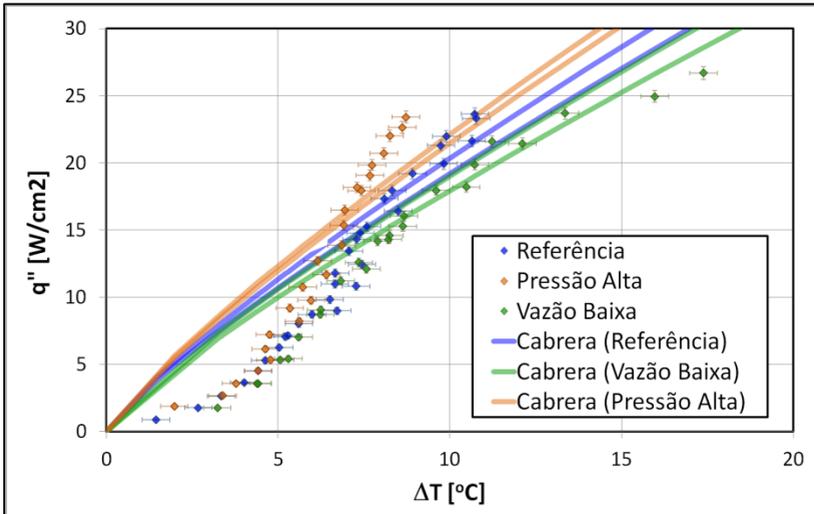


Figura 5.32 – Curva de Ebulição - *Spray Cooling* em superfície plana e suas estimativas através da correlação de Cabrera e Gonzalez (2003)

A transferência de calor é mais intensa na condição de “Pressão Alta”, seguida da condição “Referência” e finalmente a condição “Vazão Baixa”, visto a inclinação das curvas de ebulição. A correlação de Cabrera e Gonzalez (2003) prevê corretamente esta tendência, estimando maiores transferências de calor para a condição “Pressão Alta” e menores transferências de calor para a condição “Vazão Baixa”.

Na Figura 5.33 é mostrada a comparação entre o fluxo de calor obtido experimentalmente, no eixo das abscissas, e o fluxo de calor estimado através da correlação de Cabrera e Gonzalez (2003), no eixo das ordenadas. É apresentada também a linha de 45°, em preto com 50% de transparência, e duas linhas representando a diferença de 20% (positivo e negativo) na predição do fluxo de calor dissipado na superfície, na cor vermelha. A legenda da Figura 5.33 encontra-se na Tabela 5.2.

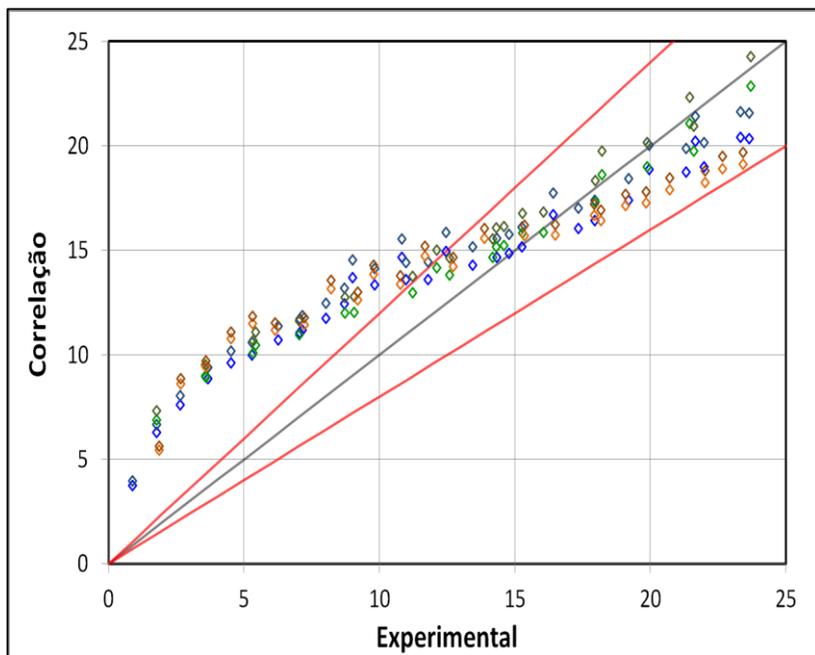


Figura 5.33 – Comparação entre o fluxo de calor experimental e o calculado através da correlação de Cabrera e Gonzalez (2003)

Tabela 5.2 - Legenda da Figura 5.33

Condição	Rugosidade adimensional utilizada na correlação	Marcador
“Vazão Baixa”	1,1	◇
“Vazão Baixa”	0,07	◇
“Referência”	1,1	◇
“Referência”	0,07	◇
“Pressão Alta”	1,1	◇
“Pressão Alta”	0,07	◇

A previsibilidade da correlação de Cabrera e Gonzalez (2003) é melhor para altos fluxos de calor dissipado. A maior parte dos dados estimados pela correlação para fluxos de calor maiores que 13 W/cm^2 , possuem erro menor que 20%. Como a correlação foi obtida para o regime de ebulição nucleada, era esperado que a sua previsibilidade fosse comprometida para baixos valores de fluxo de calor.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A presente pesquisa abordou o estudo experimental do resfriamento de superfícies estendidas de cobre por *sprays* do fluido refrigerante R-134a. Para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção e o levantamento das curvas de ebulição, foi construída uma bancada experimental capaz de controlar parâmetros que afetam a transferência de calor no fenômeno de *spray cooling* tais como: vazão mássica de fluido refrigerante, pressão interna da câmara de teste, grau de sub-resfriamento do fluido, distância entre o bico injetor e a base da superfície e o fluxo de calor dissipado na superfície de teste. A bancada experimental foi arquitetada para permitir o intercâmbio das superfícies de testes. Foram testadas três diferentes superfícies: superfície plana circular de 25 mm de diâmetro; superfície com malha porosa, obtida pela brasagem de uma espuma metálica de cobre, de 5 mm de altura, densidade linear de poros de 10 PPI e porosidade de 90%, sobre uma superfície plana circular de 25 mm de diâmetro; e superfície aletada com três canais radiais formando 6 aletas radiais com 3 mm de altura.

A partir dos resultados experimentais obtidos neste trabalho foi possível levantar as seguintes conclusões:

- A perda de carga do bico injetor utilizado no presente trabalho pode ser modelada através da Equação [5.3], utilizando como coeficiente de perda o valor de $0,0954 \text{ bar} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)^{-2}$;
- O sub-resfriamento do líquido a montante do bico injetor garantiu a não formação de vapor *flash* logo na saída do bico injetor;
- O aumento da vazão mássica de fluido refrigerante possibilita a obtenção de maiores coeficientes de transferência de calor, reduzindo a eficiência do spray;
- O aumento da pressão interna da câmara de teste possibilitou a obtenção de maiores coeficientes de transferência de calor, aumentando também a eficiência do spray;
- O envelhecimento da superfície causou uma redução no coeficiente de transferência de calor, a causa provável desse envelhecimento foi a deterioração da pasta térmica utilizada para garantir contato térmico entre a superfície e o casulo de suporte;

- Um melhor desempenho no resfriamento por *spray* pôde ser obtido sobre a superfície estendida com espuma metálica;
- O coeficiente de transferência de calor relativo ao fenômeno de *spray cooling* é mais sensível à pressão interna da câmara de teste e à vazão mássica de fluido refrigerante para superfícies com geometrias mais suaves e regulares;
- O fluxo de calor crítico não sofreu efeito da variação da geometria da superfície, sendo atingido em 30 W/cm^2 para a condição “Vazão Baixa” em todas as superfícies testadas;
- O resfriamento da superfície de testes por *pool boiling* acontece de maneira mais eficiente quando realizado em ordem decrescente de fluxo de calor devido ao efeito de histerese;
- Um melhor desempenho no resfriamento por *pool boiling* pôde ser obtido sobre a superfície estendida com espuma metálica;
- A correlação empírica para estimativa do fluxo de calor dissipado na superfície durante o resfriamento por *spray*, desenvolvida por Cabrera e Gonzalez (2003), superestima o fluxo de calor para baixos superaquecimentos da superfície e apresenta boa concordância com os dados de *spray cooling* para o regime de ebulição nucleada obtidos neste trabalho;

O fenômeno de *Spray Cooling* é extremamente complexo, sendo influenciado por diversos parâmetros. Com o objetivo de aumentar a abrangência do presente estudo algumas sugestões são apresentadas para trabalhos futuros como:

- Desenvolver uma correlação empírica para a estimativa do fluxo de calor dissipado na superfície de testes abrangendo tanto o regime de ebulição nucleada quanto o regime monofásico;
- Efetuar testes para fluxos de calor mais elevados com o intuito de atingir o fluxo de calor crítico nas condições “Referência” e “Pressão Alta”;
- Avaliar a influência da altura da espuma metálica e das aletas radiais;
- Analisar a influência de altos valores de grau de sub-resfriamento do fluido na transferência de calor, com o objetivo de prever um futuro desempenho do *spray cooling* associado a sistemas compactos de refrigeração;
- Realizar ensaios de *spray cooling* em espaços confinados, simulando o fenômeno no interior de um evaporador;

- Realizar testes de *spray cooling* utilizando mais de um bico injetor, e avaliar o efeito do número de *sprays* no fenômeno de transferência de calor;
- Efetuar testes de resfriamento por *spray* submerso, comparando os resultados com os dados obtidos por *spray cooling* convencional e por *pool boiling*;

REFERÊNCIAS

ABBASI, B., KIM, J., MARSHALL, A., **Dynamic pressure based prediction of spray cooling heat transfer coefficients.** International Journal of Multiphase Flow, 2010, Vol. 36, 491-502.

AKAFUAH, N. K., ABRAHAM, J., SALAZAR, K. S., **Infrared thermography-based visualization of droplets transport in liquid sprays.** Infrared Physics & Technology, 2010, Vol. 53, 218-226.

AMON, C. H., MURTHY, J., YAO, S. C., NARUMANCHI, S., WU, C., HSIEH, C., **MEMS-enabled thermal management of high-heat-flux devices EDIFICE: embedded droplet impingement for integrated cooling of electronics.** Experimental Thermal and Fluid Science, 2001, Vol. 25, 231-242.

ASHWOOD, A. C., **Fluid property effects on spray cooling: Na experimental and numerical study.** Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, University of Wisconsin – Madison, 2006.

BARBOSA JR, J. R., RIBEIRO, G. B., OLIVEIRA, P. A., **A state-of-the-art review of compact vapor compression refrigeration systems and their applications.** Heat Transfer Engineering, in press, 2011.

BONACINA, C., GIUDICE, S., COMINI, G., **Evaporation of atomized liquids on hot surface.** Lett. Heat and Mass Transfer, 1975, Vol. 2, 401-406.

BONSTANCI, H., RINI, D. P., KIZITO, J. P., CHOW, L. C., **Spray cooling with ammonia on microstructured surfaces: Performance enhancement and hysteresis effect.** International Journal of Heat Transfer, 2009, Vol. 131.

CABRERA, E., GONZALEZ, J. E., **Heat flux correlation for spray cooling in the nucleate boiling regime.** Experimental Heat Transfer, 2003, Vol. 16, 19-44.

CAREY, V. P., **Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment.** 2. ed. Taylor & Francis Group, LLC, 742p. 2008.

CHAUDHRI, I. H., MCDUGALL, I. R., **Ageing studies in nucleate pool boiling of isopropyl acetate and perchloroethylene.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 1969, Vol. 12, 681-688.

CHEN, R. H., CHOW, L. C., NAVEDO, J. E., **Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, Vol. 45, 4033-4043.

CHOON, N. K., CHAKRABORTY, A., AYE, S. M., XIAOLIN, W., **New pool boiling data for water with copper-foam metal at sub-atmospheric pressures: Experiments and correlation.** Applied Thermal Engineering, 2006, Vol. 26, 1286-1290.

COOPER, M. G., **Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling: A wide ranging examination using reduce,** Advances in Heat Transfer, 1984, Vol. 16, 157-239

COPELAND, D., CHAN A., **Power and temperature requirements for refrigerated systems.** Proceedings of 9th Inter Society Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, Las Vegas, NV, 2004, 237-241.

CROWE, C. T., **Multiphase flow handbook.** Taylor & Francis Group, LLC, 2006.

DHIR, V. K., **Boiling heat transfer.** Annual Reviews of Fluid Mechanics, 1998, Vol. 30, 365-401.

DHIR, V. K., KANDLIKAR, S. G., FUJITA, Y., IIDA, Y., HEIST, R., **Nucleate boiling (Cap. 4), In: Handbook of phase change: Boiling and condensation.** Ed.: KANDLIKAR, S. G., SHOJI, M., DHIR, V. K., Taylor & Francis Group, LLC, 1999

DHIR, V. K., **Phase change heat transfer – a perspective for the future.** Rohsenow Symposium, Massachusetts Institute of Technology, 2003.

DING, G., **Heat transfer enhancement by metal foam during nucleate pool boiling of refrigerant/oil mixture at a wide range of oil concentration.** American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Manuscript, 2011.

DOWNIG, R. S., KOJASOY, G., **Single and two-phase pressure drop characteristics in miniature helical channels.** Experimental Thermal and Fluid Science, 2002, Vol. 26, 535-546.

DUKHAN, N., PATEL, P., **Equivalent particle diameter and length scale for pressure drop in porous metals.** Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, Vol. 32, 1059-1067.

DUURSMA, G., SEFIANE, K., KENNEDY, A., **Experimental studies of nanofluid droplets in spray cooling.** Heat Transfer Engineering, 2009, Vol. 30, 1-13.

ESTES, K. A., MUDAWAR, I., **Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, Vol. 38, 2985-2996.

FORSTER, H. K., ZUBER, N., **Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer,** AIChE Journal, 1955, Vol. 1, 531-535

FOX, R. W., MCDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J., **Introdução à mecânica dos fluidos.** 6ª Edição LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2006.

GORENFLO, D., **Pool boiling,** VDI-Heat Atlas, 1993

HOLLAND, P. K., WINTERTON, R. H. S., **Nucleation of sodium boiling from surface cavities containing gas.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 1973, Vol. 16, 1453-1458.

HSIEH, S. S., FAN, T. C., TSAI, H. H., **Spray cooling characteristics of water and R-134a. Part I: transient cooling.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, Vol. 47, 5713-5724.

HSIEH, S. S., FAN, T. C., TSAI, H. H., **Spray cooling characteristics of water and R-134a. Part I: nucleate boiling.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, Vol. 47, 5703-5712.

HSIEH, S. S., TIEN, C. H., **R-134a spray dynamics and impingement cooling in the non-boiling regime.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, Vol. 50, 502-512..

HSIEH, S. S., TSAI, H. H., **Thermal and flow measurements of continuous cryogenic spray cooling.** Archives of Dermatological Research, 2006, Vol. 298, 82-95.

INCROPERA, F. P., DE WITT, D. P., **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 5ª Edição LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2003.

JOUDI, K. A., JAMES, D. D., **Surface contamination, rejuvenation, and the reproducibility of results in nucleate pool boiling.** International Journal of Heat Transfer, 1981, Vol. 8, 453-460.

KALANTARI, D., TROPEA, C., **Spray impact onto flat and rigid walls: Empirical characterization and modelling.** International Journal of Multiphase Flow, 2007, Vol. 33, 525-544.

KIM, J., **Spray cooling heat transfer: The state of the art.** International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, Vol. 28, 753-767.

KIM, Y. C., NISHIO, S., OHKUBO, H., **Heat transfer in a high temperature region of spray cooling interacting with liquid film flow.** Heat Transfer – Japanese Research, 1997, Vol. 26, 236-248.

KRUZHILIN, G. N., **Free-convection transfer of heat from a horizontal plate and boiling liquid,** Doklady AN SSSR, 1947, Vol 58, 1657-1660.

KULKARNI, A., MULAY, V., AGONAFER, D., SCHMIDT, T., **Effect of the thermostatic expansion valve characteristics on the stability of a refrigeration system.** Part I, Proc. 8th Inter Society Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, San Diego, Ca, 2002, 403-407.

KUTATELADZE, S. S., BORISHANSKII, V. M., **A concise encyclopedia of heat transfer.** Pergamon Press, New York, NY, USA, 1966, Chapter 12.

KUTATELADZE, S. S., **Heat transfer and hydrodynamic resistance: handbook**, energoatomizdat publishing house, Moscow, Russia, 1990, Chapter 12.7.

LABUNTSOV, D. A., **Heat transfer problems with nucleate boiling of liquids**, Thermal Engineering, 1972, Vol 19, 21-28.

LEFEBVRE, A. H., **Atomization and sprays**. Taylor & Francis Group, LLC, 1989.

LÜCKMANN, A. J., **Modelagem da transferência de calor com e sem mudança de fase no resfriamento por spray (“spray cooling”)**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

MCGLLEN, R. J., JACHUCK, R., LIN, S., **Integrated thermal management techniques for high power electronic devices**. Applied Thermal Engineering, 2004, Vol. 24, 1143-1156.

MUDAWAR, I., BHARATHAN, D., KELLY, K., NARUMANCHI, S., **Two-phase spray cooling of hybrid vehicle**. Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, ITherm 2008, 1210-1221, 2008.

NAVEDO, J. E., **Parametric effects of spray characteristics on spray cooling heat transfer**. M. Sc. Dissertation, University of Central Florida, 2000.

NISHIKAWA, K., KUSUDA, D., YAMASAKI, K., TANAKA, K., **Nucleate boiling at low liquid levels**. Transactions of the JSME, Vol. 10, 328, 1967.

NUKIYAMA, S., **Film boiling water on thin wires**. Society of Mechanical Engineering, 1934, Vol. 37.

PAVLOVA, A. A., OTANI, K., AMITAY, M., **Active performance enhancement of spray cooling**. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, Vol. 29, 985-1000.

PETERSON, G. P., ORTEGA, A., **Thermal control of electronic equipment and devices**. Advances in Heat Transfer, 1990, Vol. 20, 181-314.

PIORO, I. L., **Boiling heat transfer characteristics of thin liquid layers in a horizontally flat two-phase thermosyphon**, Preprints of the 10th International Heat Pipe Conference, Stuttgart, Germany, 1997.

PIORO, I. L., **Experimental evaluation of constants for the Rohsenow pool boiling correlation**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, Vol. 42, 2003-2013.

PIORO, I. L., ROHSENOW, W., DOERFFER, S. S., **Nucleate pool-boiling heat transfer I: review of parametric effects of boiling surface**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004a, Vol. 47, 5033-5044.

PIORO, I. L., ROHSENOW, W., DOERFFER, S. S., **Nucleate pool-boiling heat transfer II: assessment of prediction methods**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004b, Vol. 47, 5045-5057.

RIOBOO, R., TROPEA, C., MARENGO, M., **Outcomes from a drop impact on solid surfaces**. Atomization and Sprays, 2001, Vol. 11, 155-165.

ROHSENOW, W. M., **A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids**, Transactions of the ASME, 1952, Vol. 74, 969-976.

RYBICKI, J. R., MUDAWAR, I., **Single-phase and two phase cooling characteristics of upward-facing and downward facing sprays**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, Vol. 29, 5-16.

SHEDD, T. A., **Next generation spray cooling: High heat flux management in compact spaces**. Heat Transfer Engineering, 2007, Vol. 28, 87-92.

STELUTE, E. B., **Efeito da rugosidade superficial na ebulição nucleada de refrigerantes halogenados em tubos horizontais**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, EESC-USP, 2004.

STEPHAN, K., ABDELSALAM, M., **Heat-transfer correlation for natural convection boiling**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1980, Vol. 23, 73-87

STERMAN, L. S., VILEMAS, Y., **The influence of the state of heating surface on heat transfer at boiling.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 1968, Vol. 11, 347-351.

THOME, J. R., **Boiling (Cap. 9) In: Heat transfer handbook** Eds.: BEJAN, A., KRAUS, A. D., Vol. 1, Wiley IEEE, 2003.

TODA, S; **Study of mist cooling.** Heat Transfer, Japanese Research, 1972, Vol. 1, 39-50.

TSAI A. G., **An experimental study of jet impingement and spray cooling.** M. Sc. Dissertation, National Sun Yat-sen University, 2005.

WENDELSTORF, R., SPITZER, K. H., WENDELSTORF, J., **Effect of oxide layers on spray water cooling heat transfer at high surface temperatures.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, Vol. 51, 4892-4901.

YANG, Y., JI, X., XU, J., **Effect of inclination angle on the pool boiling heat transfer of ultra-light copper foam.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, Vol. 46, 695-706.

YANG, Y., JI, X., XU, J., **Pool boiling heat transfer on copper foam covers with water as working fluid.** International Journal of Thermal Sciences, 2010, Vol. 49, 1227-1237.

ZHAOHU, S., MAOQIONG, G., ZHIJIAN, L., JIANFENG, W., **Nucleate pool boiling heat transfer coefficients of pure HFC134a, HC290, HC600a and their binary and ternary mixtures.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, Vol. 50, 94-104.

ZHOU, D. W., MA, C. F., YU, J., **Boiling hysteresis of impinging circular submerged jets with highly wetting liquids.** International Journal of Heat and Fluid Flow, 2004, Vol. 25, 81-90.

ZHU, Y., HU, H., DING, G., PENG, H., HUANG, X., ZHUANG, D., YU, J., **Influence of oil on nucleate pool boiling heat transfer of refrigerant on metal foam covers.** International Journal of Refrigeration, 2011, Vol. 34, 509-517.