



EBULIÇÃO NUCLEADA EM PLACAS PLANAS

Sérgio Pereira da Rocha

Universidade Federal de Santa Catarina - Departamento de Engenharia Mecânica
LABSOLAR/NCTS - Cx. P. 476 - Florianópolis - S.C - Brasil - Email: srocha@labsolar.ufsc.br

Júlio César Passos

Universidade Federal de Santa Catarina - Departamento de Engenharia Mecânica
LABSOLAR/NCTS - Cx. P. 476 - Florianópolis - S.C - Brasil - Email: jpassos@emc.ufsc.br

Resumo. *Este trabalho apresenta resultados experimentais referentes à transferência de calor por ebulição do R-113 em duas placas planas de aço inoxidável, uma com deposição de alumínio e a outra sem. Os testes foram realizados nos regimes de convecção natural e de ebulição nucleada, à pressão atmosférica e a fluxos de calor baixo e moderado ($< 45 \text{ kW/m}^2$), com temperaturas do banho próximas a 20, 30 e 45 °C. Foi analisado, também, o efeito da orientação da superfície aquecedora em relação ao vetor aceleração da gravidade. Foi verificado que o coeficiente de transferência de calor por ebulição é maior quando as placas estão com suas superfícies aquecedoras para baixo.*

Palavras-chave: *Ebulição nucleada, ebulição intensificada, coeficiente de transferência de calor.*

1. INTRODUÇÃO

Dentre os desafios atuais para a indústria de refrigeração destaque deve ser dado à substituição dos fluidos refrigerantes da família dos cloro-fluor-carbono, os CFCs, por fluidos não agressivos à camada de ozônio da estratosfera. Evaporadores mais compactos e eficientes e cujos materiais sejam compatíveis com os novos fluidos refrigerantes representam requisitos importantes para a indústria de refrigeração e de trocadores de calor. Além disso, a utilização de tubos de calor e circuitos bifásicos com bombeamento capilar para aplicações espaciais apresenta a necessidade de se conhecer o fenômeno de mudança de fase que pode ocorrer no interior destes equipamentos.

O regime de ebulição nucleada continua a merecer grande atenção de pesquisadores da área térmica em razão das inúmeras aplicações onde estão presentes os processos de mudança de fase líquido-vapor. Na última década, segundo Bergles (1997), o número de trabalhos desenvolveu-se de forma acentuada proporcionando um maior domínio dos mecanismos de transferência de calor neste regime de ebulição.

As superfícies de uso industrial estão repletas de micro-cavidades que aprisionam gases (ou vapores). A nucleação ocorrerá se houver um superaquecimento nestas superfícies quando estas estiverem em contato com algum fluido refrigerante. Este superaquecimento é determinado pela Eq. (1), ver Carey (1992).

$$T_p - T_{sat}(p_l) \geq \frac{2 s T_{sat}(p_l)}{r_v r_c h_{lv}} \quad (1)$$

onde T_p é a temperatura da superfície aquecedora que está em contato com o banho, em K; $T_{sat}(p_1)$ é a temperatura de saturação do fluido refrigerante à pressão p_1 , em K; σ é a tensão superficial, em N/m; ρ_v é a densidade do vapor, em kg/m^3 ; r_c é o raio da cavidade, em m; e h_{lv} é o calor latente de vaporização, em $\text{kJ}/(\text{kgK})$.

A partir do momento em que se conhece o fenômeno de formação das bolhas e suas condições mínimas de existência, parte-se para estudos com o objetivo de se conseguir maiores taxas de transferência de calor por ebulição. Uma das formas de se conseguir tal intensificação é inclinando a superfície aquecedora. Nishikawa et al. (1983) observaram que a intensificação da transferência de calor por ebulição ocorria à medida que se elevava a inclinação da superfície aquecedora em relação ao plano horizontal. Os testes que comprovaram tais resultados foram efetuados para a água, à pressão atmosférica e a fluxos de calor baixo e moderado. Segundo Moïssis e Berenson (1963), a faixa onde se modifica a influência da orientação da superfície aquecedora, na transferência de calor por ebulição, é a transição entre o regime de ebulição nucleada, com bolhas isoladas, e o mesmo regime, com colunas e bolsões de vapor. Para o R-113, à pressão atmosférica, temperatura do banho à T_{sat} e ângulo de contato, θ , igual a 35° , esta transição aconteceu para um fluxo de calor de 72 kW/m^2 .

Um outro fator que determina a intensificação da transferência de calor por ebulição é o tipo de superfície aquecedora. Superfícies mais rugosas apresentam maiores coeficientes de transferência de calor. Como padrão, na literatura, é apresentada a superfície High Flux. Esta superfície apresenta altos coeficientes de transferência de calor chegando-se, para um mesmo fluxo de calor, a diferenças entre as temperaturas da superfície aquecedora e do fluido refrigerante de até dez vezes menor, quando comparadas às superfícies lisas. A superfície High Flux possui uma camada sinterizada de cobre depositada sobre uma superfície aquecedora do mesmo material e cuja espessura é de, aproximadamente, 0,3 mm. As partículas desta camada chegam a diâmetros máximos de $44 \mu\text{m}$ e os poros existentes são percolantes entre si. Além disso, há conexão entre a superfície aquecedora e o banho ocorrendo, portanto, a evaporação do filme fino de líquido localizado no interior da camada sinterizada. Esta superfície foi testada em situações reais em evaporadores e sua ebulição tornou-se estável por um longo período de operação.

Segundo Hübner (1997), a intensificação da transferência de calor em ebulição nucleada, em tubos com ranhuras trapezoidais em relação a tubos lisos é devida, principalmente, à intensificação de formação das bolhas na parte superior das ranhuras que são muito rugosas como resultado do processo de fabricação dos tubos. Chang e You (1996), estudaram a ebulição saturada do FC-72 em superfícies micro-porosas obtidas com a aplicação de partículas de cobre e alumínio. Eles observaram que estas superfícies apresentaram uma intensificação do coeficiente de transferência de calor e, diante disso, concluíram que a micro-porosidade da superfície ebulidora aumenta, significativamente, o número de sítios de nucleação ativos.

No presente trabalho, são apresentados os resultados da análise experimental da ebulição, à pressão atmosférica, em placas planas de aço inoxidável com e sem deposição de uma camada de alumínio, em função do tipo de superfície e da inclinação da placa. Uma análise das incertezas experimentais dos resultados também é apresentada.

2. EXPERIMENTO

Os testes foram realizados em um banho de R-113, no interior de uma cuba de vidro transparente, ver Fig. (1). O aparato experimental utilizado por Rocha (2001) é constituído de uma cuba de vidro de diâmetro externo e alturas iguais a 230 e 270 mm, respectivamente. Ela é montada entre dois discos de aço inoxidável mantidos pressionados sobre o fundo e a borda da face superior por meio de quatro barras roscadas e com o auxílio de porcas a fim de permitir o seu fechamento. O disco superior da cuba é dotado de passagens destinadas aos cabos dos termopares, do fluxímetro de calor e da alimentação da resistência elétrica, além de saída de vapor e retorno de condensado. A fim de controlar a temperatura do banho é utilizada uma serpentina construída em mangueira

flexível de 9,5 mm. Nesta serpentina circula água e sua temperatura é controlada entre 5 e 75 °C por um criostato.

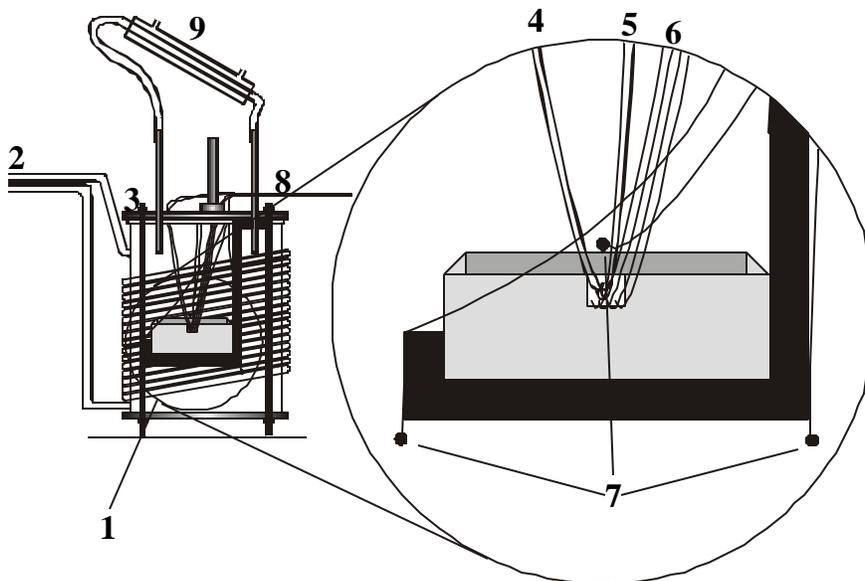


Figura 1 – Esquema do aparato experimental.

A Figura (1) apresenta os seguintes componentes: 1- Seção de teste, 2- Serpentina de água, 3- Disco de aço inoxidável, 4- Cabos de alimentação da resistência elétrica, 5- Cabos do fluxímetro de calor, 6- Termopares da placa, 7- Termopares do banho, 8- Cabos para o sistema de aquisição, 9- Condensador.

Na Figura (2), é apresentada uma visão tridimensional das seções de teste. A seqüência dos componentes é dada pelo suporte de PVC, pelo fluxímetro de calor, pela resistência elétrica e pela chapa de aço inoxidável (com ou sem deposição de alumínio).

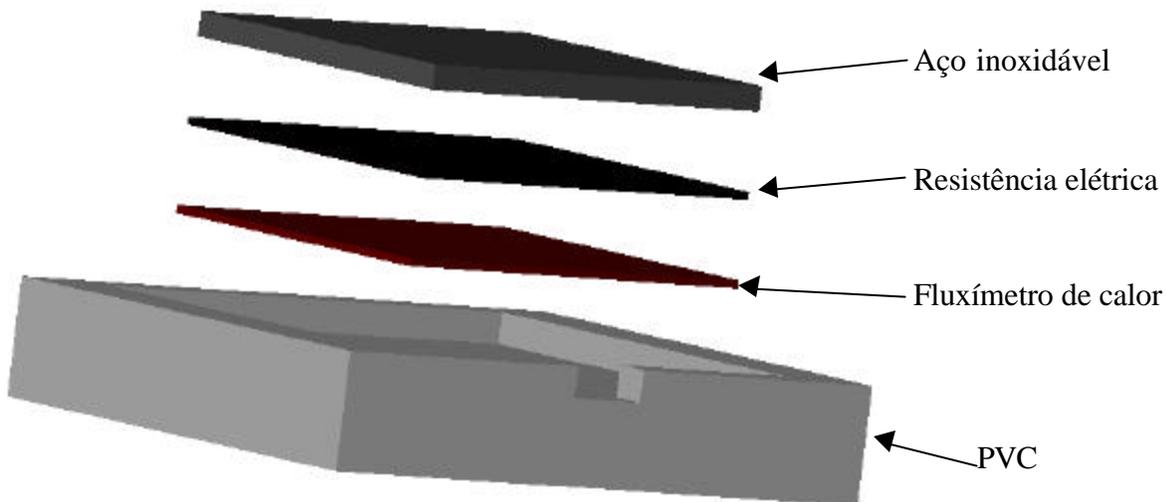


Figura 2 - Disposição dos componentes da seção de teste.

As seções de teste estudadas neste trabalho são duas chapas planas de aço inoxidável AISI 1040, uma com deposição de alumínio e a outra sem. As dimensões nominais das placas são 50x50x3,2 mm (no caso da placa sem deposição) e 50x50x4,1 mm (no caso da placa com

deposição). A diferença das espessuras das duas placas (0,9 mm) corresponde à deposição de pó de alumínio obtida pelo processo de aspersão térmica, ver Cortés (1997).

A profundidade de alisamento média, R_p , da superfície da camada depositada é igual a $75,4 \mu\text{m}$, conforme a norma DIN 4762. A placa sem deposição apresentou uma rugosidade R_p média de $2,0 \mu\text{m}$.

Cada placa é instrumentada com quatro termopares do tipo E formado por fios OMEGA de 0,125 mm de diâmetro e fixados por meio de resina epóxi, da marca Araldite com secagem de 24h, nas posições indicadas na Fig. (3), em furos cegos de 1 mm de diâmetro e de profundidade.

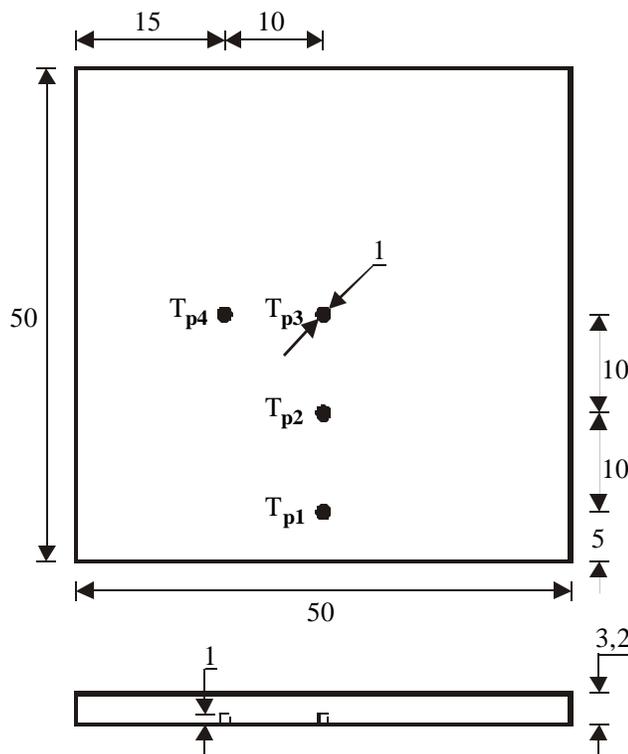


Figura 3 - Posições dos termopares sobre a placa de aço inoxidável sem deposição. Medidas em milímetros.

É importante salientar que o motivo que levou à utilização do R-113, neste trabalho, foi a enormidade de publicações existentes na literatura cujos resultados foram obtidos do uso deste fluido refrigerante. Os fluidos refrigerantes que são utilizados no mercado de trabalho apresentam os mesmos mecanismos de transferência de calor que são observados no uso do R-113. No entanto, este último apresenta um alto calor latente de vaporização (em comparação aos demais citados), facilitando o procedimento experimental.

3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Os testes foram realizados na faixa de fluxo de calor entre 0 e 45 kW/m^2 permitindo estabilizar o processo, sucessivamente, nos regimes de convecção natural e de ebulição nucleada. As temperaturas do banho ficaram próximas às temperaturas de 20, 30 e $45 \text{ }^\circ\text{C}$. Foram analisadas quatro configurações: placa na posição vertical, placa na posição horizontal e superfície aquecedora voltada para cima, placa na posição horizontal e superfície aquecedora voltada para baixo e placa inclinada a 60° , com o plano horizontal.

Para uma determinada temperatura do banho e uma determinada orientação da superfície aquecedora, foram realizados 13 testes, sendo que o primeiro teste foi efetuado para uma potência de 0 W. Os testes seguintes foram efetuados para potências entre 5 e 10 W, 15 e 20 W, e assim por diante, até o décimo terceiro teste. Desta forma, o número total de testes foi igual a 156.

A fim de manter inalterada a temperatura do banho, cada teste teve duração máxima de 360s e foi mantido um intervalo mínimo de 5min entre dois testes consecutivos. A aquisição dos dados foi efetuada a cada 1,3s. Desta forma, no primeiro teste (para a placa com deposição na posição horizontal voltada para cima e T_f próximo a 20 °C, por exemplo) foram coletados uma média de 280 saídas para cada sinal (de temperatura, de fluxímetro de calor e de resistência elétrica). A temperatura média da placa de aço inoxidável foi obtida através da média aritmética das temperaturas medidas na placa apresentada na Fig. (3), as quais foram originadas dos sinais fornecidos pelos termopares T_{p1} , T_{p2} , T_{p3} e T_{p4} . A temperatura do banho, T_f , corresponde à média das medidas efetuadas pelos termopares de identificação 7, conforme Fig. (1).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste tópico são apresentados e discutidos os resultados experimentais obtidos quanto ao tipo de superfície e quanto à orientação da superfície aquecedora. É apresentada, também, uma validação dos testes para o regime de convecção natural e uma análise das incertezas experimentais.

4.1. Efeito Quanto ao Tipo de Superfície

Na Figura (4) são apresentados resultados para as placas (com e sem deposição de alumínio) voltadas para baixo cujas temperaturas do banho estão próximas à T_{sat} .

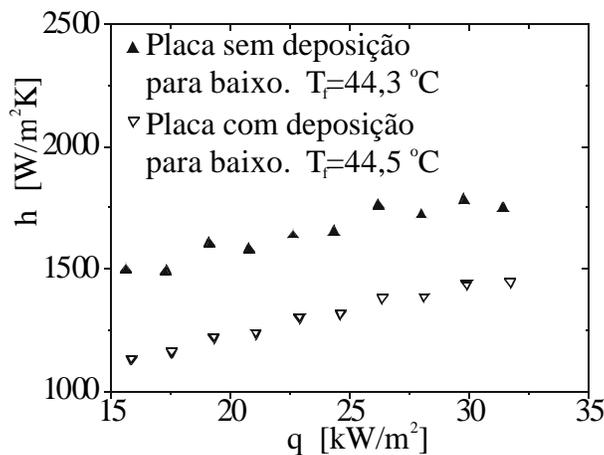


Figura 4 – Intensificação da transferência de calor quanto ao tipo de superfície.

Os resultados da Figura (4) indicam uma intensificação da transferência de calor por ebulição quanto ao tipo de superfície. Esta intensificação é devida a uma formação mais intensa de bolsões de vapor na placa depositada o que provoca uma vaporização mais eficiente do líquido presente na camada limite térmica. Estes resultados concordam com os resultados de Nishikawa et al (1984) e de Passos e Reinaldo (2000).

Na Figura (5.a) os coeficientes de transferência de calor por ebulição apresentaram valores iguais até fluxos de calor de 13 kW/m^2 , para os regimes de convecção natural nas duas placas testadas. O mesmo ocorreu, no caso da Fig. (5.b), porém para fluxos de calor de até 6,0 kW/m^2 . Os coeficientes angulares das retas, neste regime, são iguais a 0,36 e 0,33, respectivamente.

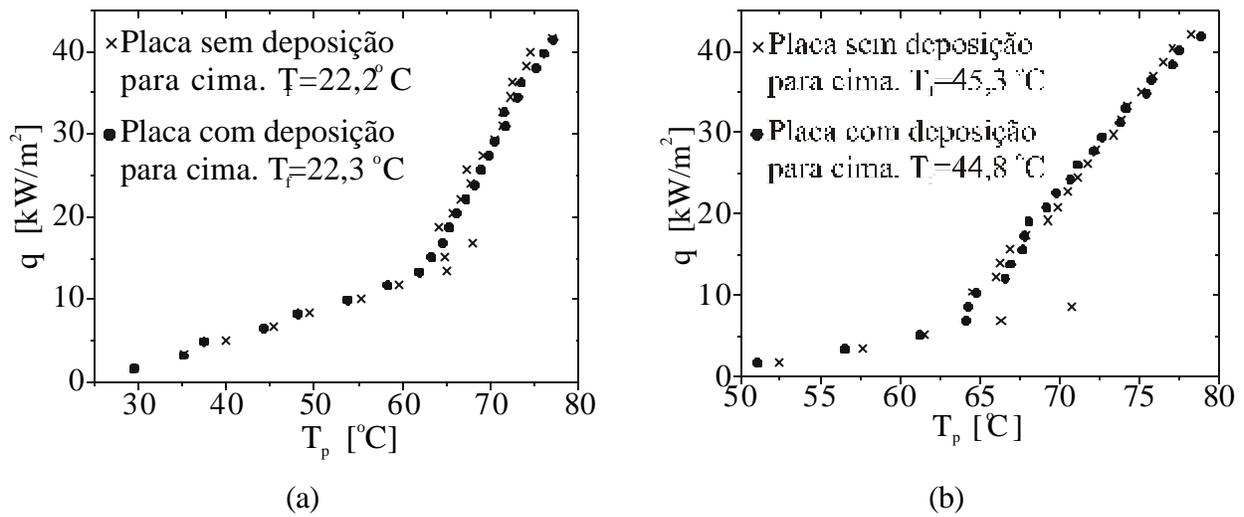


Figura 5 – Curvas de ebulição com banhos próximos a 22 °C (a) e 45,0 °C (b).

Aumentando-se o fluxo de calor, além dos limites de 13 kW/m², caso da Fig. (5.a), e de 6,0 kW/m², caso da Fig. (5.b), os coeficientes angulares das retas aumentam, consideravelmente, passando a 2,4 e 1,8, respectivamente.

A transição entre os regimes de convecção natural e de ebulição nucleada fornece elementos importantes sobre os mecanismos da nucleação ou início da ebulição. O superaquecimento da superfície, no caso da placa sem deposição, é maior do que no caso da placa com deposição. Na Figura (5.a), tem-se um superaquecimento de 20,4 °C para a placa sem deposição, contra 14,4 °C para a placa com deposição. No caso da Figura (5.b), os valores desses superaquecimentos mudam para 23,4 e 16,4 °C, respectivamente. Além disso, a transição entre os dois regimes é bem mais suave no caso da placa com deposição. De fato, a existência de um número maior de sítios de nucleação ativos, no caso da placa com deposição, é que deve ser a causa desta transição suave.

As figuras revelam, com facilidade, que a transição do regime de convecção natural para o de ebulição nucleada ocorre para fluxos de calor que diminuem com o aumento da temperatura do banho.

Quando a placa estava para cima, Figs. (5.a) e (5.b), não foi observada a intensificação da transferência de calor por ebulição devido ao tipo de superfície. Neste caso específico, pode-se dizer que a porosidade e a rugosidade superficiais não apresentaram características intensificadoras para fluxos de calor baixo e moderado.

4.2. Efeito quanto à Orientação da Superfície Aquecedora

De acordo com a Figura (6.a), até um fluxo de calor de 21 kW/m², o coeficiente de transferência de calor para a placa na posição horizontal para baixo, é ligeiramente maior que o coeficiente para a mesma placa na posição vertical. A partir deste fluxo, até 31,7 kW/m², os mesmos coeficientes apresentaram-se praticamente iguais. Com exceção desta igualdade, os demais resultados apresentados na Fig. (6.a) estão de acordo com Nishikawa et al (1983).

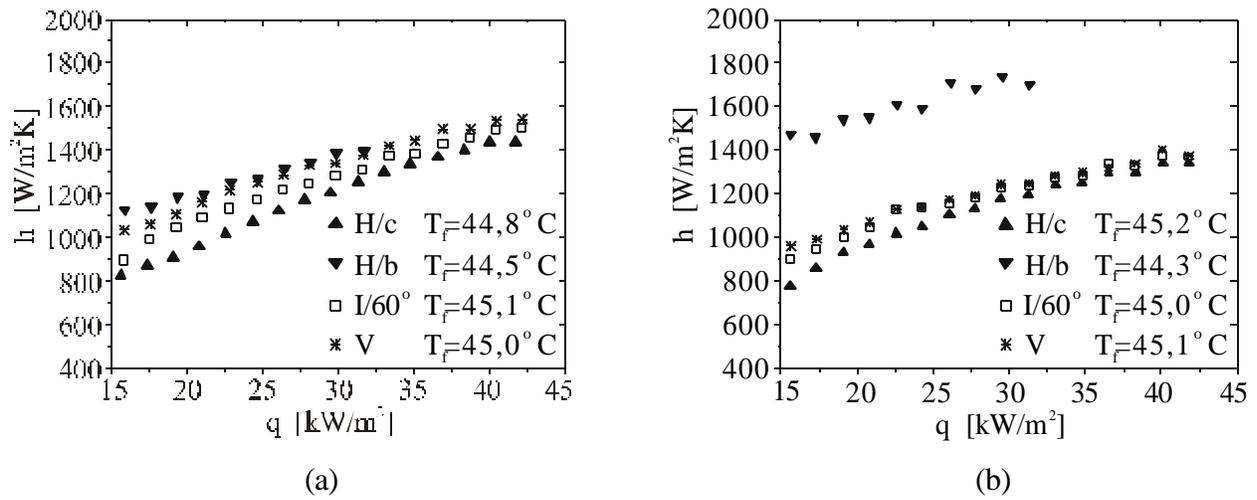


Figura 6 – Efeito da orientação das placas sem deposição (a) e com deposição (b) sobre h. Nas Figuras tem-se: H=Horizontal, I/60°=inclinada a 60°, V=vertical, b=para baixo e c=para cima.

Na Figura (6.b), pode-se observar que o coeficiente de transferência de calor, na placa com superfície aquecedora para baixo, apresentou valores superiores em relação às demais posições apresentadas. Além disso, entre 15 e 19 kW/m², observou-se também que à medida que foi aumentada a inclinação da placa, ocorreu a intensificação do coeficiente de transferência de calor. Nesta figura, é observado que a partir de 31 kW/m² os coeficientes de transferência de calor para a placa nas posições inclinada, vertical e horizontal voltada para cima tendem a se igualar.

4.3. Validação dos Testes em Convecção Natural

Na Figura (7), é apresentado o coeficiente de transferência de calor, no regime de convecção natural monofásica, a uma temperatura do banho igual a 45,0 °C e à pressão atmosférica, para a seção de teste sem deposição de alumínio e com superfície aquecedora para cima.

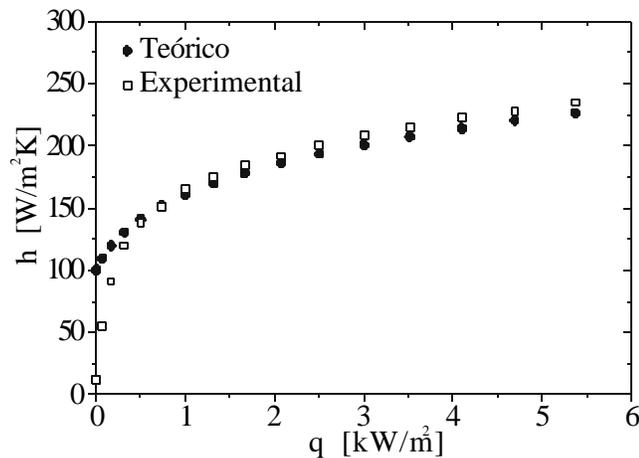


Figura 7 - Validação dos testes em convecção natural.

Os resultados experimentais apresentados foram obtidos utilizando-se a Eq. (2).

$$h_{\text{experimental}} = \frac{q}{(T_p - T_f)} \quad (2)$$

onde q é o fluxo de calor, em kW/m^2 ; T_f é a temperatura do banho, em $^\circ\text{C}$ e T_p está em $^\circ\text{C}$.

Os coeficientes locais de transferência de calor teóricos foram determinados através da Eq. (3), ver Incropera e DeWitt (1996).

$$h_{\text{teórico}} = \frac{k}{L} Nu_L \quad (3)$$

onde k é a condutividade térmica do R-113, em $\text{W}/(\text{mK})$; L é o comprimento característico da placa de aço inoxidável, em m e Nu_L é o número de Nusselt e dado por:

$$Nu_L = 0,27 Ra_L^{0,25} \quad (4)$$

onde $Ra_L = g\beta(T_p - T_f)L^3\nu^{-1}\alpha^{-1}$ e seu valor deve estar compreendido entre 10^5 e 10^{10} . As propriedades termo-físicas ν , α e β (viscosidade cinemática, em m^2/s ; difusividade térmica, em m^2/s ; e coeficiente de expansão térmica, em K^{-1} , respectivamente) foram calculadas para a temperatura de película a qual é definida como sendo a média aritmética das temperaturas do banho e da superfície aquecedora em contato com o R-113. O valor da aceleração da gravidade, g , é $9,81 \text{ m/s}^2$.

De acordo com a Figura (7), para fluxos de calor entre $0,7$ e $5,4 \text{ kW/m}^2$, os resultados experimentais e calculados apresentaram boa concordância. É observado também que os resultados experimentais são ligeiramente maiores do que os calculados. Para fluxos de calor baixos, menor que $0,7 \text{ kW/m}^2$, a comparação ficou prejudicada uma vez que a incerteza experimental no cálculo do calor perdido pelo PVC é grande.

4.4. Incertezas Experimentais

As incertezas experimentais do coeficiente de transferência de calor para a placa sem deposição de alumínio e temperatura do fluido de $23,2 \text{ }^\circ\text{C}$, variaram de $7,4$ para $6,4 \%$, quando o fluxo de calor variou de $15,3$ para $41,8 \text{ kW/m}^2$. Para o banho a $45,2 \text{ }^\circ\text{C}$ e mesma faixa do fluxo de calor, as incertezas experimentais de h variaram de $6,9$ para $6,1 \%$. A incerteza média de h é igual a $7,1\%$. As incertezas para a placa com deposição de alumínio apresentaram incertezas semelhantes às da placa sem deposição.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram utilizadas duas placas de aço inoxidável, uma com deposição de alumínio e a outra sem. As principais conclusões estão apresentadas a seguir:

- Na placa com deposição de alumínio foi observada uma transição suave entre os regimes de convecção natural e de ebulição nucleada causada, provavelmente, pela existência de um número maior de sítios de nucleação ativos, quando comparada com a placa sem deposição.
- O superaquecimento necessário para o início da ebulição foi menor quando as placas (com e sem deposição de alumínio) estavam com suas superfícies aquecedoras para baixo.
- Foi observado que as duas seções de teste com suas superfícies aquecedoras para baixo, apresentaram maiores coeficientes de transferência de calor, em relação às mesmas seções de teste com superfície aquecedora para cima, ver Figs. (6.a) e (6.b). Isto se deve ao fato de que, naquela posição, a coalescência de bolhas é intensa, facilitando a vaporização da película líquida entre a bolha e a placa aquecedora.
- Comparando as Figuras (6.a) e (6.b), pode-se observar que não houve intensificação da transferência de calor na placa com deposição de alumínio (em relação à placa sem

deposição), quando a superfície aquecedora estava nas orientações vertical, inclinada e para cima.

- Quando a orientação da superfície aquecedora estava para baixo, a placa com deposição apresentou uma intensificação da transferência de calor, quando foi comparada com a placa sem deposição, na mesma orientação. Este resultado está evidente na Fig. (4).

6. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam expressar seus agradecimentos ao Dr. Saulo Güths, pelo fornecimento dos transdutores de fluxo de calor, e ao Dr. Augusto Buschinelli, pela deposição das seções de teste com pó de alumínio. Esta pesquisa foi apoiada pelo CNPq e pela AEB.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bergles, A.E., 1997, "Enhancement of pool boiling", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 20, N° 8, pp. 545-551.
- Carey, V. P., 1992, "Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena", Taylor & Francis.
- Chang, J.Y., and You, S.M., 1996, "Heater Orientation Effects on Pool Boiling of Micro-Porous-Enhanced Surfaces in Saturated FC-72", *Journal of Heat Transfer*, vol. 118, p.p. 937 – 942.
- Cortés, R., 1997, "Desenvolvimento da Tecnologia de Aspersão Térmica com Alumínio", Tese de Doutorado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, pp. 1-70.
- Hübner, P. and Künstler, W., 1997, "Pool boiling heat transfer at finnet tubes: influence of surface roughness and shape of the fins", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 20, No. 8, pp. 575-582.
- Incropera, F. P., and DeWitt, D. P., 1996, "Fundamentals of heat and mass transfer", 4th Edition, John Wiley & Sons, pp. 481-498.
- Nishikawa, K., Fujita, Y., Ushida, S., and Ohta, H., 1983, "Effect of heating surface orientation on nucleate boiling heat transfer", *Proc. ASME-JSME Thermal Eng. Joint Conf.*, Honolulu, March 20-24, 1983, ASME, New York, vol. 1, pp. 129-136.
- Nishikawa, K., Fujita, Y., Ushida, S., and Ohta, H., 1984, "Effect of surface configuration on nucleate boiling heat transfer", *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 27, pp. 1559-1571.
- Moissis, R., and Berenson, P. J., 1963, "On the Hydrodynamic transitions in nucleate boiling", *Journal Heat Transfer*, vol. 85, pp. 221-229.
- Passos, J. C. and Reinaldo, R. F., 2000, "Analysis of pool boiling within smooth and grooved tubes", *International Journal Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 22, pp. 35-44, 2000.
- Rocha, S. P., 2001, "Resfriamento de placas com e sem deposição de alumínio através da ebulição do R-113", Dissertação de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, pp. 1-97.

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

NUCLEATE BOILING ON FLAT PLATES

Sérgio Pereira da Rocha

Federal University of Santa Catarina – Department of Mechanical Engineering

LABSOLAR/NCTS

C.P. 476 – 88030.510 - Florianópolis – Santa Catarina - Brazil

E-mail: srocha@labsolar.ufsc.br

Júlio César Passos

Federal University of Santa Catarina – Department of Mechanical Engineering

LABSOLAR/NCTS

C.P. 476 – 88030.510 - Florianópolis – Santa Catarina - Brazil

E-mail: jpassos@emc.ufsc.br

***Abstract.** This work presents experimental results concerning the boiling heat transfer of R-113 at two flat plates of stainless steel, one with aluminum deposits and the other without. The tests were carried out in natural convection and nucleate boiling regimes, at atmospheric pressure and at low to moderate heat fluxes ($< 45 \text{ kW/m}^2$), with bulk temperatures near to 20, 30 and 45 °C. The effect of the orientation of the heated surfaces in relation to the vector acceleration of the gravity was also investigated. It was verified that the boiling heat transfer coefficient is greater when the heated surfaces of the plates are facing downwards.*