

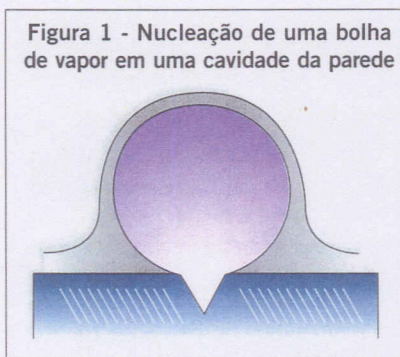
Intensificação dos processos evaporativos

Júlio César Passos

Introdução

Os processos de transferência de calor com mudança de fase líquido-vapor (L-V) e vapor-líquido (V-L), chamados de ebulição e condensação, respectivamente, estão presentes em uma variedade de dispositivos, equipamentos e máquinas térmicas e, em muitos desses casos, respondem pelo próprio princípio de funcionamento, como acontece nos ciclos de refrigeração. Um exemplo clássico da importância desses processos é a máquina a vapor, desenvolvida há mais de dois séculos, no Reino Unido, e cujo lugar de destaque na história da sociedade industrial é bem conhecido.

De acordo com Stephan (1992), foi a partir do trabalho pioneiro de Jakob e Fritz, em 1931, que ficou demonstrada a influência do acabamento da superfície sobre o coeficiente de transferência de calor em ebulição. Estes autores verificaram, experimentalmente, que uma parede aquecida, cuja superfície é totalmente rugosa, quando em contato com um líquido em ebulição, pode ser mantida a uma temperatura menor do que quando a superfície da parede é lisa, mantidos o mesmo fluido e as mesmas condições de operação, tais como pressão, temperatura de ebulição e fluxo de calor. Procurando aproveitar este fato no projeto de evaporadores de ciclos de refrigeração, vários laboratórios, como por exemplo da empresa japonesa Hi-



tachi, começaram, há mais de vinte anos, a pesquisar novas formas de superfícies que garantissem a intensificação dos processos evaporativos, ver Thome (1990), Webb (1994). Uma das principais motivações para utilizar-se as superfícies intensificadoras em tubos evaporadores é a redução do tamanho dos trocadores de calor. O emprego de superfícies intensificadoras também pode compensar a queda dos coeficientes de transferência de calor decorrentes da substituição dos refrigerantes CFCs por misturas não-azeotrópicas. Na Europa e EUA, estima-se que já sejam utilizados tubos com superfícies microaletadas, em 20% dos novos sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar. De acordo com Bergles (1997), mais de 10% da literatura a respeito do tema, estaria relacionada com a intensificação da transferência de calor, com ou sem mudanças de fase L-V ou V-L.

Neste artigo, é feita uma breve re-

visão da equação que prevê o superaquecimento mínimo do líquido em contato com a parede, necessário para o início da ebulição. Em seguida, é apresentado um exemplo de tubo comercial com superfície intensificadora empregado na refrigeração e, por fim, são analisados resultados experimentais que demonstram a intensificação da ebulição do refrigerante R-113 em um tubo de alumínio de superfície interna ranhurada.

O início da ebulição

Em geral, as superfícies de uso industrial estão repletas de cavidades microscópicas que podem aprisionar gás ou vapor e facilitar a formação de novas bolhas de vapor. O fenômeno de criação de uma bolha de vapor sobre uma superfície sólida é chamado de nucleação heterogênea, para diferenciá-lo da nucleação homogênea. Esta última refere-se à formação de uma bolha de vapor no interior de um líquido puro e, portanto, não é aplicável à maioria das situações práticas.

Suponha, por exemplo, que a parede do fundo de um recipiente contendo um líquido, à temperatura de saturação, T_{sat} , seja aquecida pelo lado externo e deva ser resfriada por ebulição pelo lado interno. A temperatura de saturação designa a temperatura na qual ocorre a vaporização (ou ebulição) do líquido a uma dada

* O tubo evaporador de cobre utilizado foi fabricado pela empresa alemã Wieland.

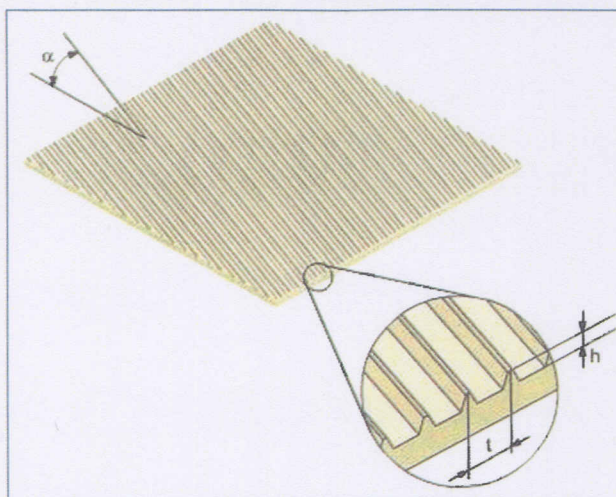
** O tubo ranhurado de alumínio foi fabricado pela empresa alemã Erno.

pressão, também chamada de pressão de saturação, ver Van Wylen et al. (1998). Para que uma bolha de vapor se forme em uma cavidade na superfície do lado interno do fundo do recipiente, apresentado na Figura 1, é necessário que a porção de líquido em contato com a parede esteja a uma temperatura maior do que a temperatura de saturação, $T_{liq} > T_{sat}$. Isto é, o líquido deve estar superaquecido. O mínimo superaquecimento do líquido, $\Delta T = T_{liq} - T_{sat}$, é calculado através da Equação 1, ver Carey (1992):

$$\text{Equação 1: } \Delta T = \frac{2\sigma T_{sat}}{r\rho_v h_{lv}}$$

onde σ , T_{sat} , ρ_v , h_{lv} representam a tensão interfacial (em N/m), a temperatura de ebulição absoluta, em Kelvin, o raio característico da cavidade (em m), a massa específica do vapor (em kg/m³) e o calor latente de vaporização (em kJ/kg). A Equação 1 permite-nos observar que ΔT é diretamente proporcional à tensão interfacial do fluido refrigerante e inversamente proporcional ao raio da abertura da cavidade. Portanto, quanto mais lisa a superfície, o que equivale a um r muito pequeno, maior

Figura 2- Vista da superfície interna de um tubo evaporador, no detalhe, é mostrada a forma trapezoidal da seção transversal da aleta



da superfície de transferência de calor por meio de microaletas ou ranhuras, na superfície interna ou externa de tubos, bem como de pequenas cavernas, na superfície externa de tubos. Na Figura 2, está representada a vista plana da superfície interna de um tubo evaporador e, no detalhe, é mostrada a forma trapezoidal da seção transversal da aleta. As aletas descrevem uma hélice ao longo da superfície interna do tubo, cujo ângulo com o eixo do tubo é

representado pela letra α .

Nas Figuras 3 e 4, são mostradas as imagens ampliadas de um trecho da seção transversal de um * tubo evaporador de cobre de 12 mm de diâmetro externo, produzidas em um microscópio eletrônico de varredura (MEV), no LABMAT do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina.

A altura (h) das aletas, o passo (t) da hélice e o ângulo (α) da hélice (vide Figura 2) são iguais a 0,19 mm, 0,40 mm e 18°, respectivamente. O fator de superfície correspondente é 1,5, igual à razão entre a área real e a área plana do tubo, tomando o diâmetro no fundo da ranhura, entre as microaletas. Nos evaporadores horizontais que utilizam tubos microaletados, a intensificação da transferência de calor deve-se, também, às características hidrodinâmicas do escoamento e dependem da configuração geométrica das fases L-V, no interior do tubo.

Pesquisas realizadas por Chandra et al. (1996), para quatro tipos de microaletas e usando o R-22 como fluido refrigerante, mostraram que a perda de carga aumenta com o aumento do ângulo de hélice α , e para ângulos de hélice acima de 20° começa a ocorrer a diminuição do coeficiente de transferência de calor por ebulição.

será o valor de ΔT . Deve-se observar que as moléculas de líquido em contato com a parede estão à mesma temperatura que esta, $T_{liq} = T_p$, enquanto que “longe” da parede, o líquido encontra-se à temperatura de saturação $T_{liq} = T_{sat}$. Na Tabela 1, são fornecidos os valores de ΔT e das propriedades físicas, para quatro fluidos refrigerantes, com $T_{sat} = -10$ °C e para $r=30$ μ m.

Na prática, os valores de ΔT são maiores do que os apresentados na Tabela 1.

Tubo microaletado

Uma maneira de se intensificar o processo de ebulição de forma passiva (sem o emprego de peças mecânicas móveis) é através do aumento da área

Tabela 1 - Superaquecimento de alguns fluidos refrigerantes

Fluido Refrigerante	P_{sat} (bar)	ρ_v (kg/m ³)	h_{lv} (kJ/kg)	σ (N/m)	ΔT (°C)
R-12	2,19	12,92	157,53	0,01312	0,11
R-113	0,09	0,78	161,69	0,02124	2,95
R-134a	2,00	10,04	206,01	0,01302	0,11
R-22	3,55	15,32	212,80	0,01321	0,07

Propriedades extraídas do NIST-REFPROP para temperatura de ebulição de -10 °C=263,15 K. Raio de cavidades igual a 30 μ m. $\Delta T = T_{liq} - T_{sat}$; 1 μ m = 10⁻⁶; k = 10³. Na prática, os valores de ΔT são maiores que os apresentados nesta tabela.

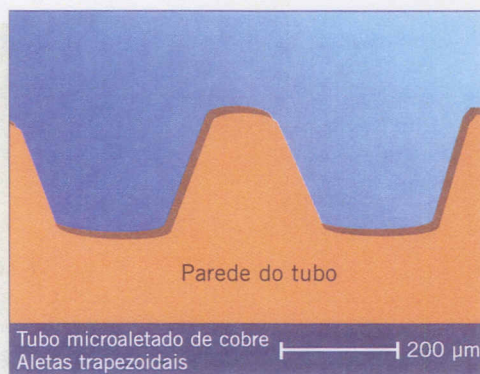
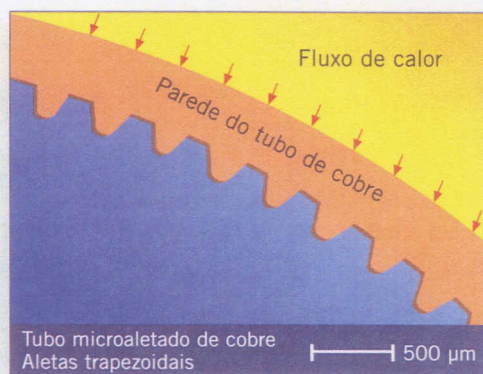
Comprovando a intensificação da transferência de calor

Reinaldo (1999) e Passos e Reinaldo (2000) obtiveram resultados para a ebulição do R-113, à pressão atmosférica, no interior de dois tubos de alumínio de comprimento igual a 40 mm e diâmetros externos próximos de

19 mm, um com a superfície interna lisa e o outro com a superfície interna ** ranhurada (passo das ranhuras = 0,215 mm, profundidade média das ranhuras = 0,310 mm e abertura média das ranhuras = 0,033 mm). Os testes foram realizados com os tubos na horizontal ou na vertical, imersos em um banho de R-113 com tempe-

ratura controlada entre 20°C e 47°C. O CFC R-113 (triclóro-trifluóro-etano) é um refrigerante cuja produção foi interrompida na maioria dos países, inclusive no Brasil, e seu emprego para fins de pesquisa pode ser autorizado pelo IBAMA. À pressão atmosférica, a temperatura de saturação do R-113 é igual a 47,6°C, o que facilita o seu

Figuras 3 e 4 - Trecho da seção transversal de um * tubo evaporador de cobre de 12 mm de diâmetro externo



emprego em laboratórios de pesquisa.

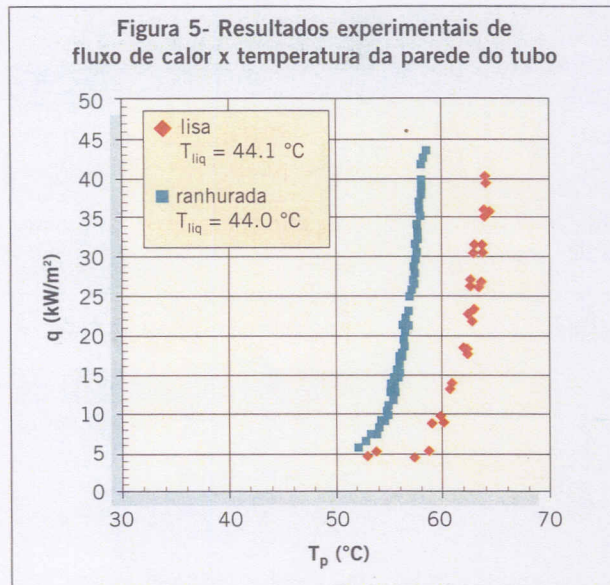
Na Figura 5, são apresentados resultados experimentais de fluxo de calor (q) versus a temperatura de parede do tubo (T_p), obtidos por Reinaldo (1999), para tubos verticais e temperaturas de banho próximas de 44°C , portanto, bem próximas da temperatura de saturação do R-113. Fixando-se um valor de fluxo de calor, verifica-se que os pontos referentes ao tubo ranhurado estão deslocados para a esquerda em relação aos pontos referentes ao tubo liso, o que demonstra a intensificação da ebulição. Esta tendência foi observada para diferentes temperaturas de banho e, também, com os tubos testados na horizontal. Definindo-se o coeficiente de transferência de calor através da Equação 2:

Equação 2:

$$h = \frac{q}{T_p - T_{\text{sat}}}$$

onde q representa o fluxo de calor, em W/m^2 , chega-se a valores de h para o tubo ranhurado entre 1100 e $4000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$, e para o tubo liso, entre 500 e $2400 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$. Estes resultados representam uma intensificação média de quase 100% dos coeficientes de transferência de calor obtidos com os tubos ranhurados sobre aqueles obtidos com os tubos lisos. A forma geométrica das ranhuras é menos regular do que aquela das microaletas representadas nas Figuras 3 e 4, por isso o tubo de alumínio foi chamado de tubo ranhurado ao invés de microaletado.

Um ponto que não está totalmente esclarecido quando se considera o uso de tubos microaletados refere-se ao problema do envelhecimento das superfícies intensificadoras e, também, à maior probabilidade de criação de incrustações ou depósitos, no interior das ranhuras, que podem reduzir o coeficiente de transferência de calor.



O regime de ebulição que caracteriza as condições de teste em que foram obtidos os resultados mostrados na Figura 5, é denominado ebulição nucleada e caracteriza-se pela presença de bolhas de vapor cobrindo a superfície do tubo. O número e o tamanho das bolhas de vapor dependem do fluxo de calor. No caso do escoamento em tubos evaporadores horizontais de equipamentos comerciais pode-se ter ou não a presença de bolhas, mas em geral, as condições de escoamento conduzem a uma configuração do escoamento bem diferente do caso descrito acima, pois apenas uma película de líquido cobre a superfície interna do tubo, quase sem nucleação de bolhas de vapor, enquanto o vapor escoca em altas velocidades, na maior parte da seção transversal do escoamento. Neste último caso, o escoamento é chamado de anular e o regime de ebulição recebe o nome ebulição convectiva, ver Carey (1992).

Conclusão

Foi mostrado que o coeficiente de transferência de calor por ebulição, no interior de tubos com superfícies intensificadoras, pode ser aumentado, consideravelmente, permitindo a obtenção de evaporadores mais compactos e eficientes.

A determinação de dados experimentais e a obtenção de correlações

para os coeficientes de transferência de calor e de perda de carga nos processos evaporativos de refrigerantes alternativos e de misturas de refrigerantes, no interior de tubos microaletados, vem-se ampliando no mundo e também representa a principal linha de pesquisa dos trabalhos que o autor vem realizando e orientando, junto ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC.

Referências:

- BERGLES, A.E. Enhancement of pool boiling. *International Journal of Refrigeration*, v. 20, p. 545-551, 1997.
- CAREY, V.P. *Liquid-vapor phase-change phenomena*. Taylor & Francis, 1992. 645 p.
- CHAMBRA, L.M.; WEBB, R.L.; RANDLETT, M.R. Advanced micro-fin tubes for evaporation. *International Heat and Mass Transfer*, Pergamon, v. 39, n. 9, p. 1827-1838, 1996.
- NIST (National Institute of Standards and Technology), REFPROP - Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, Standard Reference Database 23-Version 6.0, USA, 1998.
- PASSOS, J.C.; REINALDO, R.F. Analysis of pool boiling within smooth and grooved tubes. *International Journal of Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 22, p. 35-44, 2000.
- REINALDO, R.F. Estudo experimental da ebulição nucleada em superfícies cilíndricas lisa e ranhurada. Florianópolis. 1999. 129 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina.
- STEPHAN, K. *Heat transfer in condensation and boiling*. Springer-Verlag, Berlin, Alemanha, 1992. p. 154.
- THOME, J.R. *Enhanced Boiling Heat Transfer*, Hemisphere Publishing Corp., Washington D.C., 1990. 325 p.
- VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNACKE, C. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1997. p. 32-52.
- WEBB, R.L. *Principles of enhanced heat transfer*, New York: John Wiley & Sons, 1994. 566 p.

Júlio César Passos é professor do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina e coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
e-mail: jpassos@emc.ufsc.br