

# AValiação Experimental da Região de Secagem de Parede na Evaporação do Refrigerante R-134a em Tubos Horizontais

**Enio Pedone Bandarra Filho**

**José Maria Saiz Jabardo**

Laboratório de Refrigeração, Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. Av. Dr. Carlos Botelho 1465, CEP.13560-970, São Carlos - SP, Brasil. e-mail: bandarra@sc.usp.br

## Resumo

O escoamento com mudança de fase no interior de tubos horizontais pode ser classificado, essencialmente, em três regiões: (1) região de domínio da ebulição nucleada; (2) de domínio da ebulição estritamente convectiva; (3) de deficiência de líquido. O presente trabalho, além de relacionar as principais pesquisas desenvolvidas sobre secagem de parede, apresenta resultados experimentais envolvendo tal região. Nos ensaios realizados o fluxo específico de calor máximo imposto na seção de testes foi de  $35 \text{ kW/m}^2$ . Foi possível verificar a oscilação da temperatura da parede em função do tempo de aquisição, pois numa determinada seção, a superfície interna do tubo seca e, devido a certas instabilidades no escoamento, o líquido volta a molhar a superfície fazendo com que tal temperatura diminua. Tal comportamento foi verificado por alguns pesquisadores em trabalhos realizados no passado.

**Palavras-chave:** Secagem de Parede, Refrigerante R-134a, Ebulição convectiva.

## 1. INTRODUÇÃO

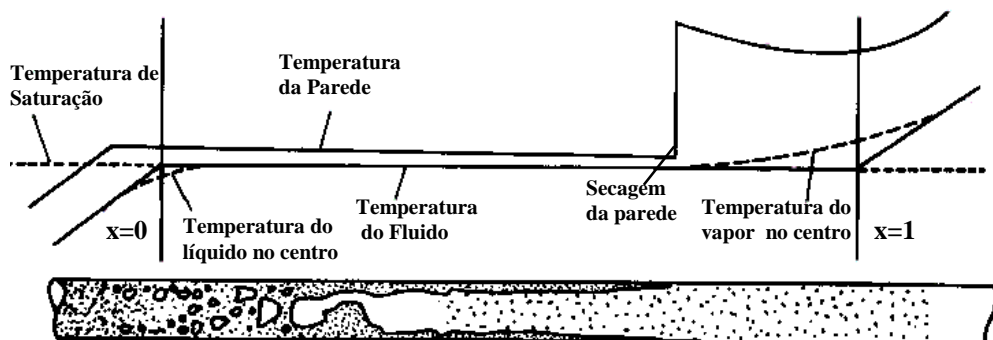
A região de secagem de parede tem sido pouco estudada no passado, especialmente em aplicações fora do âmbito das nucleares. Nestas, o estudo e análise dos mecanismos de secagem de parede assume significativa importância em virtude dos elevados fluxos específicos de calor com que se opera nos reatores. O potencial para a ocorrência de secagem de parede, mesmo em condições de ebulição local, com o líquido ainda subresfriado, justifica as preocupações com o fenômeno na área nuclear. A secagem de parede, mesmo que local, implica em elevadas temperaturas superficiais, o que pode comprometer a integridade dos materiais envolvidos. Nas aplicações em que os fluxos de calor específico são relativamente reduzidos, a secagem de parede ocorre de forma mais amena, envolvendo elevações da temperatura superficial muito inferiores, como resultado de uma redução progressiva na camada de líquido em contato com a superfície aquecida. A secagem sob estas condições é denominada de “*dryout*” na literatura em inglês.

Na mudança de fase convectiva para aplicações industriais, os fluxos de calor são inferiores ao fluxo crítico, podendo atingir valores máximos da ordem de  $50 \text{ kW/m}^2$  no caso da refrigeração. Na região que antecede a secagem de parede, para velocidades mássicas elevadas,  $G > 300 \text{ kg/s.m}^2$ , verifica-se o padrão anular de escoamento, caracterizado por elevados valores do coeficiente de transferência de calor devido à reduzida resistência térmica

da película de líquido junto à superfície, associada a sua espessura. Como esta diminui no sentido do escoamento em virtude da evaporação do líquido, o coeficiente de transferência de calor se incrementa na mesma proporção, atingindo seu valor máximo na região que antecede a seção de secagem da parede. Nessa seção, a superfície aquecida sofre uma elevação de temperatura como resultado do contato direto com o vapor, condição em que o coeficiente de transferência de calor é, caracteristicamente, muito inferior ao da região anterior, assumindo valores típicos do escoamento monofásico de vapor. No caso de velocidades mássicas reduzidas,  $G < 100 \text{ kg/s.m}^2$ , o padrão estratificado prepondera ao longo do evaporador, conferindo ao coeficiente de transferência de calor um valor relativamente constante até a completa secagem da parede, seção em que se verifica um leve aumento da temperatura superficial, sem, entretanto, atingir os níveis observados no caso do padrão anular.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em tubos horizontais a secagem da parede pode ocorrer em duas etapas. Em virtude da menor espessura da película de líquido na região superior do tubo, como resultado da ação dos efeitos gravitacionais, numa primeira etapa, ocorre a secagem dessa região, permanecendo a região inferior do tubo em contato com líquido. Essa condição denomina-se de “secagem parcial”. Numa segunda etapa, o líquido remanescente se seca, deixando a totalidade da superfície em contato direto com o vapor. Collier & Thome (1994) denominaram tal região de “região de deficiência de líquido”, sendo caracterizada pela redução do coeficiente de transferência de calor e, conseqüentemente, pelo aumento da temperatura da parede do tubo. A Fig. 1 ilustra a variação da temperatura ao longo do comprimento da região de mudança de fase no interior de tubos. É interessante observar que no ponto de secagem da parede, a temperatura da superfície do tubo sofre um incremento significativo, depois se eleva gradualmente até que as gotículas de líquido no centro do tubo se evaporam, determinando o início da fase de vapor superaquecido.



**Figura 1.** Variação da temperatura da parede e do fluido durante a mudança de fase de refrigerantes no interior de tubos. Collier & Thome (1994).

A complexidade do mecanismo físico que determina a secagem da parede está relacionada a instabilidades térmicas, aparentemente aleatórias, que se verificam nessa região. A origem dessas instabilidades não é muito clara, tendo sido objeto de análise por parte de alguns pesquisadores no passado.

Um dos primeiros estudos da secagem da parede foi o desenvolvido por Wedekind & Stoecker (1968), tendo por objetivo o controle do sistema com realimentação constituído pela válvula de expansão termostática e o evaporador. A instalação de termopares na região de saída do evaporador, permitiu àqueles autores levantar o caráter aleatório do mecanismo de secagem da parede. Não lhes foi possível, entretanto, estabelecer qualquer mecanismo físico

relacionado com a origem dessas instabilidades. Nessa linha de abordagem, outros pesquisadores têm constatado a ocorrência de uma região na saída do evaporador onde a temperatura superficial oscila de forma supostamente aleatória caracterizando a referida instabilidade, Saiz Jabardo (1976).

Outro dos raros estudos levantados sobre a região de secagem de parede na ebulição convectiva foi o realizado por Varma (1970), que, em sua tese de doutoramento, desenvolveu um estudo experimental através do refrigerante R-22. A seção de testes foi dividida em três partes, cada uma constituída de um tubo de aço inoxidável de 0,3m de comprimento, apresentando diâmetro interno de 9,52mm. Foram instalados 93 termopares ao longo da seção de testes, sendo alojados na aresta superior, na lateral e na aresta inferior do tubo. As duas primeiras seções apresentavam 18 termopares distribuídos ao longo do comprimento e a terceira 57 termopares, número superior às demais, com o objetivo de melhor observar a secagem de parede. De acordo com o referido autor, os parâmetros que mais afetam o coeficiente de transferência de calor bem como o início da secagem de parede são: o fluxo de calor,  $\phi$ , e a velocidade mássica,  $G$ . Para uma velocidade mássica constante, a elevação do fluxo de calor desloca o ponto de transição para montante. Por outro lado, para um fluxo de calor constante, a elevação da velocidade mássica, desloca a seção de secagem para jusante, como seria de esperar.

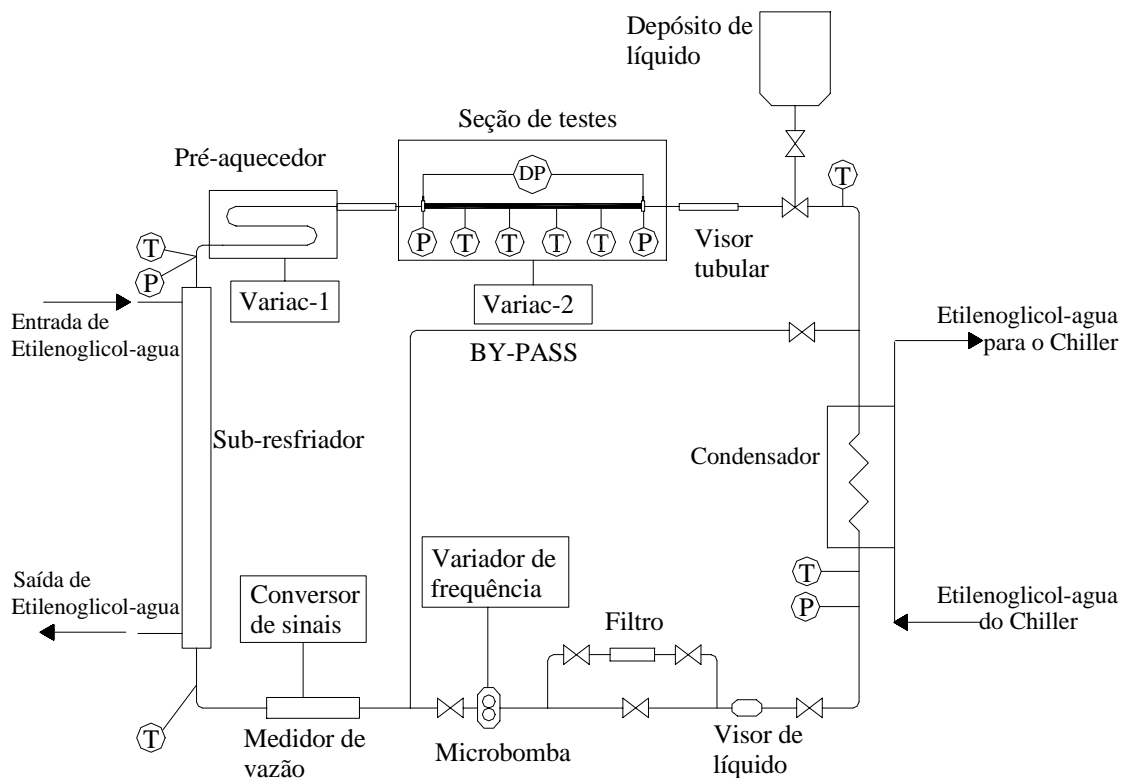
O trabalho mais recente foi o de Kattan *et al* (1998), que estudaram a ebulição convectiva de cinco fluidos refrigerantes, R134a, R-402A, R-404A, R-502 e R123, incluindo a região de secagem da parede. Inicialmente, na parte 1, desenvolveram um mapa de padrão de escoamento, baseado no mapa de Steiner (1993) apud Kattan *et al* (1998), incluindo a região de escoamento em névoa. A descrição do aparato experimental é apresentada na parte 2, onde, afirmam que há uma influência definida do fluxo de calor no ponto de secagem da parede e que a utilização de aquecimento elétrico mostrou-se inadequado para ensaios com títulos elevados. Optaram, assim, por um aquecimento com água, que circulava no espaço anular entre dois tubos concêntricos. As condições operacionais dos ensaios variaram da seguinte forma: velocidade mássica entre 100 e 500 kg/m<sup>2</sup>.s, fluxo de calor entre 0,5 e 36 kW/m<sup>2</sup>, título entre 1,6 e 100% e a temperatura de saturação entre -1,3 e 30°C.

### **3. DESCRIÇÃO DA BANCADA**

#### **3.1 Circuito de Refrigerante**

A bancada experimental se compõe de três circuitos distintos: o do resfriador (“chiller”), o de solução anti congelante, constituída de solução a 60% de etileno glicol/água, e o de ensaios ou de refrigerante. Dado que os outros dois circuitos são de apoio, somente o circuito envolvendo o refrigerante, cujo diagrama esquemático se encontra na Fig. 2, será aqui considerado. A circulação do refrigerante é proporcionada por uma bomba de engrenagens de “teflon”, o que evita a contaminação do refrigerante pelo óleo de lubrificação, que inevitavelmente acompanha o refrigerante em compressores. A vazão máxima proporcionada pela bomba é de 9,8 l/min, o que permitiria operar com velocidades mássicas de até 1000 kg/s.m<sup>2</sup> (dependendo, é claro, do diâmetro do tubo). A vazão de refrigerante é controlada por intermédio de um variador de frequência, que atua sobre a rotação do motor de acionamento da bomba. O título do refrigerante na entrada da seção de testes é ajustado pela potência elétrica dissipada no denominado pré-aquecedor. Este é constituído de uma serpentina de tubos de cobre com resistências elétricas tipo fita enroladas na superfície exterior, perfazendo um total de 9 kW. A potência elétrica dissipada é controlada por um variador de tensão (VARIAC) de acionamento manual. O pré-aquecedor foi confinado em um envoltório de placas de espuma de poliuretano para reduzir as perdas para o exterior. Precedendo o pré-

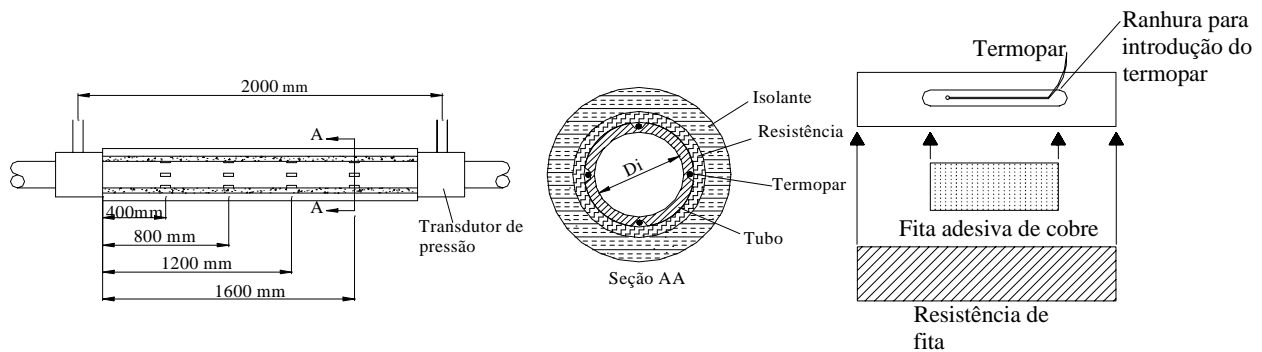
aquecedor encontra-se um subresfriador do refrigerante líquido proveniente da bomba. Este trocador de calor, do tipo tubos concêntricos, foi instalado com o objetivo de prevenir qualquer possibilidade de formação de vapor na entrada do pré-aquecedor em virtude do efeito de coluna, o que tornaria impossível conhecer o estado do refrigerante na entrada do mesmo sem uma avaliação experimental do título, envolvendo um procedimento relativamente complexo. A potência elétrica total dissipada no pré-aquecedor e na seção de testes é removida pelo condensador. Este é do tipo carcaça/tubos, sendo resfriado pela solução de etileno glicol/água. Outros acessórios foram agregados ao circuito de refrigerante, como o filtro secador e o visor de líquido, indicados na Fig. 2. Digno de nota é o depósito de refrigerante que opera como acumulador, constituído de uma garrafa comercial de refrigerante. O referido depósito está instalado acima da bancada, sendo útil pela forma simples com que permite a retirada ou adição de refrigerante ao circuito.



**Figura 2.** Diagrama esquemático do circuito experimental.

### 3.2 Seção de testes

A seção de testes, cuja representação esquemática se encontra na Fig. 3, é constituída de um tubo de cobre de 2 m de comprimento, aquecido eletricamente por resistências de fita, confeccionadas em “Kapton”, e enroladas na superfície exterior, proporcionando um total de 2,4 kW. A potência elétrica dissipada é controlada por um variador de tensão (VARIAC) de acionamento manual. O tubo utilizado nos ensaios aqui relatados apresentava um diâmetro interior de 12,7mm e espessura de parede de 1,3mm. Para reduzir ao máximo as perdas de calor para o exterior, o conjunto tubo e resistências foi recoberto sucessivamente por uma camada de lã de vidro de 50mm de espessura e outra de espuma de borracha de 25mm de espessura. Visores tubulares de vidro “pirex”, de 100mm de comprimento, e diâmetro igual ao do tubo de cobre utilizado nos ensaios foram instalados na entrada e saída da seção de testes com o objetivo de permitir observações visuais dos padrões de escoamento.



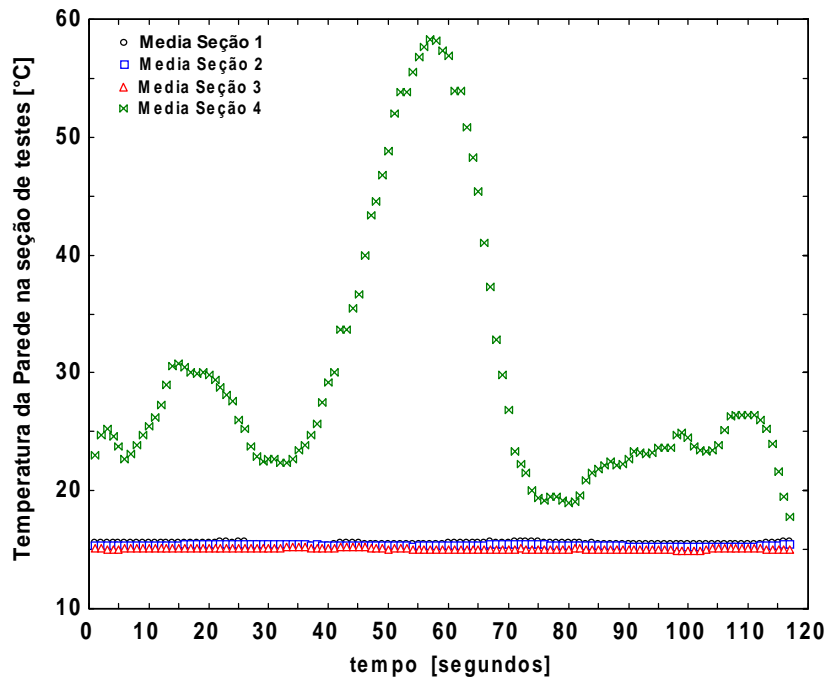
**Figura 3.** Detalhe da seção de testes e da instalação dos termopares de medida da temperatura superficial.

### 3.4 Instrumentos de Medida

Os locais de medida da temperatura e pressão ao longo do circuito de refrigerante estão indicados na Fig. 2. A Fig. 3 apresenta a localização e o detalhe de instalação dos termopares de medida da temperatura superficial ao longo do tubo. A temperatura é medida por intermédio de termopares do tipo T (cobre – constantan) de bitola AWG 30. Na medida da pressão são utilizados transdutores de pressão com escalas de pressão absoluta variando de 0 a 25 bar e 0 a 13 bar, respectivamente. Os de menor fundo de escala são utilizados na medida da variação da pressão ao longo da seção de testes. Os transdutores proporcionam saída em corrente, 4-20 mA. A vazão (massa) é medida por intermédio de um medidor do tipo efeito Coriolis, cujo sensor está instalado no local indicado na Fig. 2, de forma a garantir a passagem de líquido pelo local. O fundo de escala do aparelho é de 1000 kg/h, tendo o fabricante fornecido um certificado de calibração segundo o qual a precisão do aparelho é de 0,15% do fundo de escala para a faixa de vazões de interesse. A potência elétrica dissipada no pré-aquecedor e na seção de testes é lida por intermédio de transdutores de potência com saída em corrente, 4-20 mA. A precisão do aparelho foi determinada com sendo igual a 0,5% do fundo de escala através de aferição levada a efeito por intermédio de um multímetro de precisão, com leitura de corrente e tensão. A aferição foi efetuada com os transdutores conectados ao sistema de aquisição de dados.

## 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

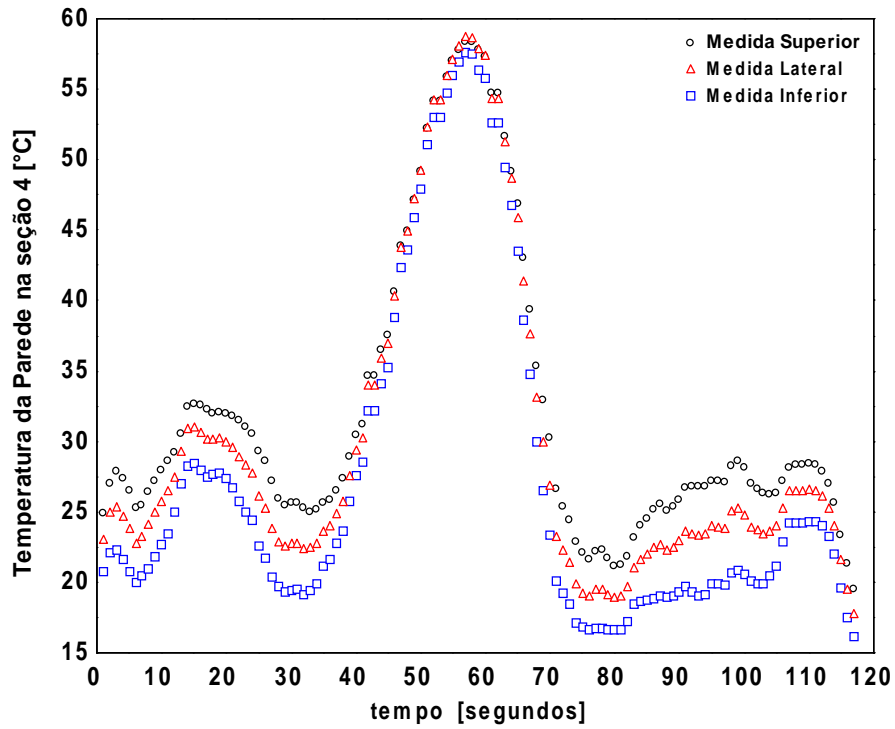
A secagem de parede (“*dryout*”) está associada a uma significativa elevação da temperatura da superfície aquecida, como observado anteriormente, comportamento que permite o acompanhamento do referido fenômeno. A Fig. 4 ilustra a variação da temperatura superficial média nas quatro seções de medida da seção de testes em função do tempo. É interessante observar o comportamento da temperatura média na seção 4, distante 1,6m da entrada, distinguido daquele das seções precedentes em que permanece constante. De fato, a partir do instante 40 segundos observa-se uma significativa elevação da temperatura, que atinge um máximo da ordem de 60°C, voltando posteriormente aos níveis originais a partir do instante 70 segundos. O comportamento da seção 4 ilustra a ocorrência da secagem na região onde a mesma está localizada. Entretanto, logo após a secagem, a superfície é novamente molhada por líquido, o que determina a rápida redução da temperatura superficial. Durante os ensaios realizados, observou-se que o mecanismo de alternância entre os períodos de superfície seca e molhada se prolongava indefinidamente, com origem supostamente em interações hidrodinâmicas a montante da seção de testes.



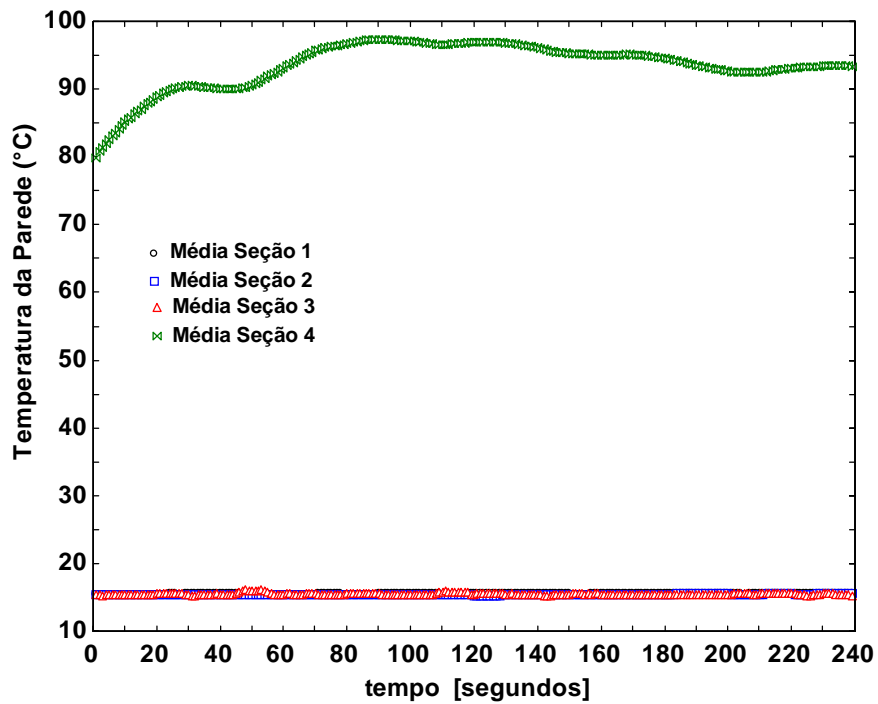
**Figura 4.** Distribuição de temperatura superficial na seção de testes em função do tempo. Refrigerante R-134a;  $T_{\text{evap}}=6,2^{\circ}\text{C}$ ;  $G=175 \text{ kg/s.m}^2$ ;  $\phi=25 \text{ kW/m}^2$ .

O acompanhamento da temperatura superficial de forma detalhada, através de medidas realizadas na aresta superior, lateral e inferior da seção 4 do tubo de testes é ilustrado na Fig. 5 para as mesmas condições da Fig. 4. É interessante destacar que a temperatura da aresta superior é a maior na seção nos instantes iniciais, prévios à secagem completa da parede. Tal comportamento está associado à ocorrência de um padrão de escoamento estratificado, com a região inferior permanecendo efetivamente molhada e a superior parcialmente seca, mas submetida ao efeito de resfriamento das regiões inferiores, por efeito de condução pela parede do tubo. Uma vez estabelecida a completa secagem do tubo, as temperaturas nos três pontos de medida se elevam rapidamente, tendendo a apresentar um valor uniforme, como se observa no intervalo de tempo em torno do máximo de temperatura. A seguir, uma vez restabelecida a condição original, as temperaturas reassumem o comportamento anterior.

A Fig. 6 apresenta resultados de secagem para fluxo de calor superior ao das figuras anteriores. No caso, operou-se com o máximo disponível na seção de testes. Como pode se observar, o comportamento da temperatura superficial na seção em que ocorre a secagem (a 4, como no caso anterior) é qualitativamente distinto do caso anterior. Não mais se observa a oscilação, mas a temperatura média da superfície permanece razoavelmente constante em níveis significativamente elevados (ordem de  $80^{\circ}\text{C}$ ). Nas seções a montante a temperatura média superficial permanece sem alterações em níveis inferiores (da ordem de  $15^{\circ}\text{C}$ ). No passado, pesquisadores como Wedekind & Stoecker (1968), trabalhando com a evaporação completa, sugeriram uma região de instabilidades da temperatura superficial associada à secagem da parede do tubo, como observado anteriormente. O comportamento observado nas Figs. 4 e 5 parece satisfazer aquele modelo. Entretanto, a elevação do fluxo de calor a níveis elevados para as aplicações frigoríficas, como é o caso da Fig. 6, parece limitar a extensão da região de instabilidades. Nesse caso, a seção 4 estaria na região de vapor superaquecido e a de instabilidades se localizaria entre as seções 3 e 4, indicando que sua extensão depende explicitamente do fluxo de calor e, possivelmente, da velocidade mássica, cujo efeito não foi reproduzido neste contexto.



**Figura 5.** Variação temporal da temperatura superficial nas arestas superior, lateral e inferior da seção 4 para as condições da Fig. 4.



**Figura 6.** Variação temporal da temperatura média superficial nas seções de medida do tubo de testes. Refrigerante R-134a;  $T_{\text{evap}}=6,5^{\circ}\text{C}$ ;  $G=170 \text{ kg/s.m}^2$ ;  $\phi=35 \text{ kW/m}^2$ .

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados relativos ao comportamento da temperatura superficial na região de secagem da parede permitiram extrair as seguintes conclusões:

- (1) Os parâmetros físicos que mais influenciam essa região são: fluxo de calor e velocidade mássica.
- (2) Observou-se uma região onde a temperatura superficial oscila significativamente, obedecendo a um mecanismo físico de exposição alternada a vapor e líquido, cuja origem parece estar relacionada a aspectos hidrodinâmicos prévios à entrada da seção de testes.
- (3) A região de instabilidades é significativamente afetada pelo fluxo de calor, reduzindo-se em extensão com este.
- (4) A velocidade mássica é outro dos parâmetros que afetam a extensão da região de instabilidades, não tendo sido objeto de análise no presente estudo.
- (5) O fenômeno descrito no presente trabalho requer estudos mais minuciosos e de maior nível de profundidade, tendo como aplicação prática a análise da alimentação de evaporadores por válvulas de expansão termostática.

## AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pelo apoio dado à presente pesquisa e a concessão de uma bolsa de doutoramento ao primeiro autor. Gostariam, ainda, de estender seus agradecimentos à empresa DuPont do Brasil pelo fornecimento do fluido refrigerante e ao Sr. José Roberto Bogni pelo diligente trabalho realizado no desenvolvimento e construção da bancada de ensaios.

## 6. REFERÊNCIAS

- Bandarra Filho, E.P.; Jabardo, J.M.S. e Lima, C.U.S. 1999. Estado da Arte das Correlações para a Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor no Escoamento com Mudança de Fase de Refrigerantes. IV – Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica – CIDIM’99, Santiago – Chile, 22-26/11.
- Collier, J.G. and Thome, J.R. 1994. Convective Boiling and Condensation, 3th Edition, Oxford Science Publications, New York, 596p.
- Jabardo, J.M.S.; Bandarra Filho, E.P. e Lima, C.U.S. 1999. New Correlation for Convective Boiling of Pure Halocarbon Refrigerants Flowing in Horizontal Tubes. RBCM – Journal of the Brazilian Society Mechanical Sciences. v. 21, N. 2, p. 245-258.
- Kattan, N.; Thome, J.R. and Favrat, D. 1998. Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 1- Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map. Journal of Heat Transfer. Transaction of the ASME, v. 120, N. 1, p. 140-147.
- Kattan, N.; Thome, J.R. and Favrat, D. 1998. Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 2- New Heat Transfer Data for Five Refrigerants. Journal of Heat Transfer. Transaction of the ASME, v. 120, N. 1, p. 148-155.
- Lavin, J.G. 1963. Heat Transfer to Refrigerants Boiling Inside Plain Tubes and Tubes with Internal Turbulators. Doctoral Thesis, University of Michigan, 145p.
- Saiz Jabardo, J. M., 1976. Dinâmica de Evaporadores Resfriadores de Ar. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica – Universidade de São Paulo, 123p.
- Varma, H.K. 1970. Experimental Investigation of Dry-Out in Forced Convection Evaporation. Doctoral Thesis, Duke University, 132p.
- Wedekind, G.L. and Steocker, W.F. (1968). Transient Response of the Mixture-Vapor Transition Point in Horizontal Evaporating Flow. Trans. of ASHRAE, v.72, p. IV 2.1–2.6.