



## **ESTUDO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA EVAPORAÇÃO DO R-22 EM TUBOS HORIZONTAIS AQUECIDOS ELETRICAMENTE**

**Carlos Umberto da Silva Lima**

Universidade Federal do Pará – DEM  
Campus do Guamá – Belém – PA

**Enio Pedone Bandarra Filho**

**José Maria Saiz Jabardo**

Laboratório de Refrigeração da EESC – USP

Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 – CEP. 13560-970 – São Carlos - SP

***Resumo.** O presente estudo relata a investigação levada a efeito para avaliar o comportamento do coeficiente de transferência de calor de refrigerantes na ebulição convectiva na faixa de títulos reduzidos. Um aparato experimental foi construído com o intuito de investigar a ebulição convectiva do refrigerante HCFC-22 escoando num tubo de cobre de 12,7 mm de diâmetro interno e 2 m de comprimento, aquecido por intermédio de uma resistência elétrica do tipo fita, aderida à superfície externa do tubo. O fluxo de calor imposto variou entre  $5 \text{ kW/m}^2$  e  $20 \text{ kW/m}^2$ , a velocidade mássica entre 50 e  $500 \text{ kg/s.m}^2$  e o título médio na seção entre 0 e 60%. Os resultados experimentais foram adequadamente correlacionados pelas principais correlações, disponíveis na literatura, em escoamento com mudança de fase. Os efeitos do fluxo de calor,  $\phi$ , e da velocidade mássica,  $G$ , foram investigados, afetando de forma significativa o coeficiente de transferência de calor, como seria de esperar. Os padrões de escoamento foram, também, analisados e relacionados aos resultados experimentais.*

***Palavras-chave:** Ebulição convectiva, Refrigerante, Mudança de fase.*

### **1. INTRODUÇÃO**

A mudança de fase associada à evaporação de refrigerantes halogenados e suas misturas com óleo de lubrificação para aplicações frigoríficas tem sido objeto de intensas pesquisas nos últimos 13 anos, tanto no meio acadêmico como industrial, em função, principalmente, da substituição dos compostos à base de cloro determinada pelo Protocolo de Montreal, firmado em 1986. Se por um lado a necessidade de desenvolvimento de compostos alternativos causou um certo desarranjo nos esquemas industriais estabelecidos, por outro redundou na retomada das pesquisas relativas à mudança de fase no interior de tubos aquecidos a um nível só comparável àquele de meados da

década de 60. A introdução no mercado de novos compostos, desenvolvidos pelos fabricantes para satisfazer condições operacionais específicas, impõe a avaliação de seu desempenho térmico (além de sua toxicologia e compatibilidade com materiais) em tempo relativamente curto. Tal estado de coisas incentivou a referida retomada das pesquisas. Um exemplo da dinâmica de introdução de refrigerantes no mercado é a disponibilidade de, aproximadamente, 10 refrigerantes da série 400, constituída de misturas não azeotrópicas. Essa série foi praticamente desenvolvida nos últimos 10 anos, tendo como objetivo a substituição dos refrigerantes à base de cloro.

Num contexto dinâmico como o descrito no parágrafo precedente, a pesquisa do desempenho térmico dos refrigerantes, mesmo num país não produtor, é importante, por proporcionar à indústria local possibilidades de avaliação independente. A bancada descrita no presente trabalho tem esse objetivo. Os resultados apresentados envolvem a primeira fase de pesquisas. Para efeito de avaliação da instrumentação e componentes, foram realizados ensaios com o refrigerante HCFC-22, de uso generalizado na indústria frigorífica. O presente estudo abordou a região de títulos reduzidos (entre 5 e 60%) com o objetivo de identificar padrões de escoamento e sua relação com o coeficiente de transferência de calor. Deve-se reconhecer que essa faixa não corresponde de forma alguma àquela das aplicações comerciais, a maioria das quais opera entre 10 e 100%, mas visa cobrir um aspecto pouco tratado na literatura aberta.

## 2. FUNDAMENTOS

O resultados experimentais que serão objeto de análise no presente trabalho envolvem alguns padrões de escoamento, que, potencialmente, podem afetar o mecanismo de transferência de calor associado a um refrigerante que se evapora ao escoar no interior de um tubo aquecido. A cessão de calor a uma mistura bifásica, constituída de um líquido e seu vapor em equilíbrio, escoando no interior de um tubo (ou canal) será denominada, genericamente, neste contexto de EBULIÇÃO CONVECTIVA, para designar o fato que se dá com escoamento forçado do fluido. Caso a mudança de fase ocorra em virtude da formação de bolhas junto à parede aquecida, se denominará de EBULIÇÃO NUCLEADA, ao passo que a evaporação numa interface líquido vapor sem a presença de bolhas se denominará de EBULIÇÃO ESTRITAMENTE CONVECTIVA, esta, de maneira geral, está associada a padrões de escoamento sem fase dispersa, como o anular ou o estratificado, de ocorrência comum em evaporadores frigoríficos.

O padrão anular de escoamento é caracterizado pela presença de uma película de refrigerante líquido junto à superfície interna do tubo horizontal. Ocorre para vazões de refrigerante suficientemente elevadas ( $G > 100 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ ). Esta película, assimétrica no caso de tubos horizontais, apresenta uma reduzida espessura, que diminui progressivamente ao longo do tubo, como resultado da evaporação intensa na interface líquido-vapor. Como o coeficiente de transferência de calor neste padrão de escoamento está associado à resistência térmica proporcionada por esta película, seu valor se eleva no sentido do escoamento. Como regra geral, não se observa a nucleação de bolhas na superfície do tubo em condições de padrão anular de escoamento, em virtude do significativo efeito do resfriamento da película proporcionado pela evaporação na interface. Tal resfriamento implica em reduzidas temperaturas da película, o que inibe a nucleação de bolhas. Já o padrão de escoamento estratificado, por outro lado, é observado para vazões de refrigerantes reduzidas ( $G < 100 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ ). É caracterizado por uma segregação da fase líquida na região inferior do tubo. Nessas condições, o coeficiente de transferência de calor tende a manter-se constante, apresentando valores significativamente inferiores àqueles observados no padrão anular. Na região de títulos relativamente reduzidos (0 a 60%), objeto do presente estudo, os padrões geralmente encontrados são em bolhas, estratificado e o anular. Os

mecanismos de ebulição estritamente convectiva e de ebulição nucleada tendem a se superpor nessa região, o que dificulta sua análise, justificando, assim, a pesquisa aqui relatada.

### 3. EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL

#### 3.1 Circuito de Refrigerante

A Fig.1 apresenta um diagrama esquemático do circuito de refrigerante utilizado nos ensaios. Uma bomba de engrenagens acionada por motor de rotação variável promove a circulação do refrigerante através do circuito, permitindo a eliminação do compressor que inevitavelmente contaminaria com óleo o refrigerante ensaiado. Um pré-aquecedor, constituído de uma serpentina de tubos de cobre de 12,7mm de diâmetro envoltos em resistências elétricas de fita, foi utilizado para controle do título na entrada da seção de testes. A potência elétrica dissipada pelas resistências era controlada por um variador de tensão e medida por um transdutor de potência. O calor cedido ao refrigerante no pré-aquecedor e na seção de testes era removido no condensador tipo carcaça-tubos, resfriado por uma solução de etilenoglicol-água, proveniente de um resfriador (chiller). A temperatura do refrigerante era medida na entrada e saída da seção de testes bem como na saída do condensador e entrada do pré-aquecedor. Termopares do tipo-T, de bitola AWG-30, fabricados pela Omega eram utilizados para medir essas temperaturas. A calibração dos termopares foi realizada com auxílio de um banho termostático, da marca Haake, com faixa de operação de  $-20$  até  $150^{\circ}\text{C}$  e um conjunto de termômetros com precisão de  $1/10^{\circ}\text{C}$ , fabricados pela Omega. A incerteza apurada foi de  $0,2^{\circ}\text{C}$ , para a faixa de operação do banho termostático. As pressões absolutas eram determinadas nos seguintes pontos: entrada e saída da seção de testes, entrada e saída do pré-aquecedor e saída do condensador. Para a determinação dessas pressões eram usados transdutores de pressão modelo AKS-33, fabricados pela Danfoss, cuja faixa de utilização era de 0 a 25 bar com saída de 4-20 mA para toda faixa de utilização. A calibração dos transdutores de pressão foi realizada no Laboratório de Controle do Departamento de Hidráulica da EESC. Para tal, foi utilizado um calibrador de peso morto e um Amperímetro de precisão. Após a análise dos dados obtidos, foi encontrada uma incerteza de 0,3%. Para a medida da vazão de refrigerante foi usado um medidor que opera segundo o princípio de Coriolis. Esses medidores são bastante precisos e versáteis pois a vazão é determinada independentemente da alteração da temperatura, pressão, densidade, viscosidade, condutividade térmica do fluido ou perfil de velocidade. Além da vazão mássica, esses medidores fornecem ainda a vazão volumétrica, a densidade e a temperatura do fluido. O medidor especificado é fabricado pela Danfoss, sendo composto de duas partes principais: o medidor propriamente dito (Mass 2100), que fica instalado na linha de líquido refrigerante, e o conversor de sinais (Mass 3000). Os sinais do medidor de vazão são transmitidos ao conversor de sinais através de um cabo coaxial. No conversor de sinais também está disponível uma saída de 4-20 mA que pode ser conectada na placa do sistema de aquisição. A vazão máxima proporcionada pelo medidor especificado é de 1000 kg/h. O certificado de calibração fornecido pelo fabricante garante uma precisão de 0,15% para toda a faixa de utilização do medidor. A potência elétrica dissipada pelas resistências elétricas no pré-aquecedor era medida por um transdutor de potência modelo 2285A, fabricado pela Yokogawa do Brasil e tinha como finalidade controlar o título do refrigerante na entrada da seção de testes. A potência total era fornecida por 6 resistências elétricas de fita de 624 W cada uma, o que proporcionava uma potência total de 3,7 kW. Essa potência elétrica era fornecida às resistências através de um variador de tensão modelo VLT-290, de 9 KVA de potência máxima, alimentado pela rede elétrica de 220 V. A tensão de saída podia ser alterada desde zero até 240 V, quando se

obtinha a potência máxima. Para a leitura do valor da potência dissipada, o transdutor dispõe de uma saída de 4-20 mA que deve ser ligada ao sistema de aquisição de dados. A incerteza do transdutor de potência é de 0,5%.

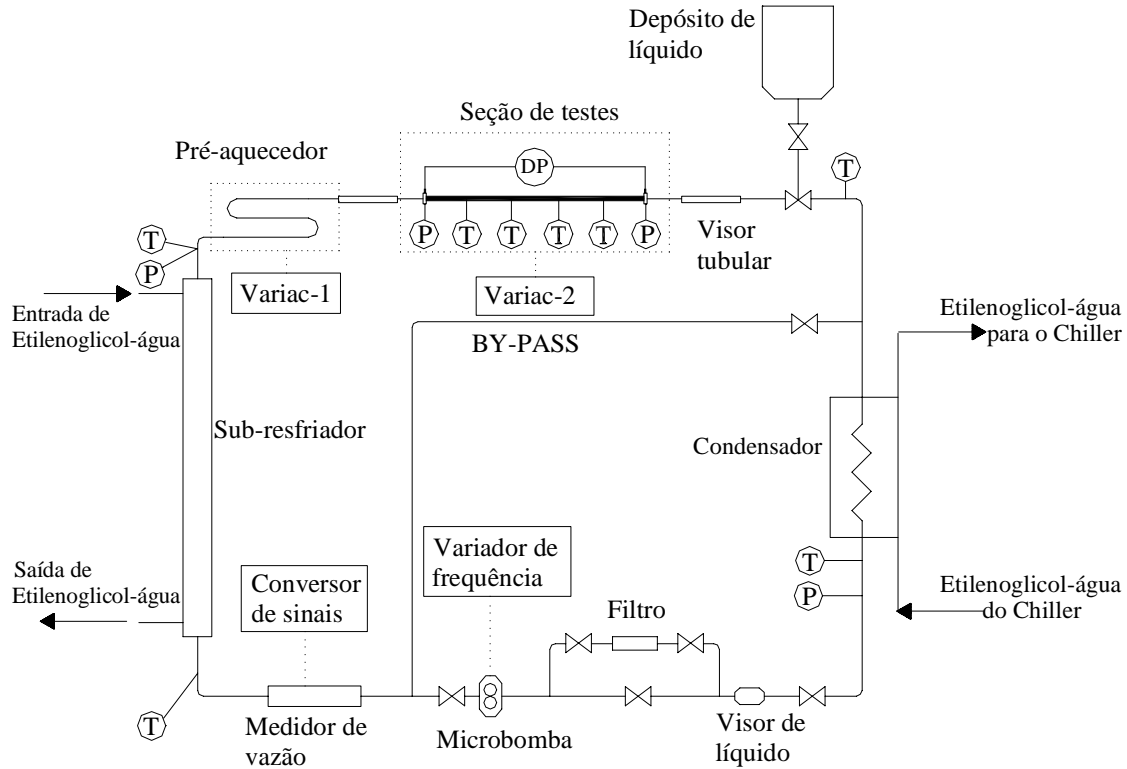


Figura 1 – Diagrama esquemático do circuito experimental.

### 3.2 Seção de testes

A seção de testes era constituída de um tubo horizontal, de cobre, com 2 m de comprimento e 12,7 mm de diâmetro interno e 15,3 mm de diâmetro externo. Da mesma forma que no pré-aquecedor, aqui eram utilizadas resistências elétricas de fita para aquecer o refrigerante no interior do tubo. A seção de testes foi envolta com quatro resistências de 624 W cada, resultando numa potência de 2,4 kW. A potência elétrica imposta era controlada por um variador de tensão modelo VM-230 e 3 KVA, fabricado pela Sociedade técnica paulista e medida por um transdutor de potência modelo 2285A da Yokogawa. Para reduzir a perda de calor para o ambiente, a seção de testes foi envolta por uma camada de isolante de 50 mm de espessura. Dezesesseis termopares do tipo-T, de bitola AWG-30, fabricados pela Omega, eram usados para a medida da temperatura da parede do tubo. Esses termopares foram distribuídos em grupos de quatro e posicionados em quatro seções equidistantes entre si. Detalhes da seção de testes e do posicionamento dos termopares podem ser vistos na Fig. 2. Esses termopares foram soldados em ranhuras longitudinais executadas na parede externa do tubo e envoltos com fita adesiva de cobre. A temperatura do refrigerante foi medida na entrada e na saída da seção de testes com o auxílio de termopares do tipo-T, blindados. Visores de Pirex de forma tubular e de mesmo diâmetro do tubo de cobre da seção de testes foram instalados na entrada e saída da mesma com o objetivo de visualizar o escoamento.

### 3.3 Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados consiste de um microcomputador PC-486 – 100 MHz; dois cartões conversores analógico-digital, modelo Dyna-Res-16 que proporcionam um total de 32 canais de medida com 12 bits de resolução; dois terminais de medida de temperatura modelo T-71-TC, num total de 16 canais; um terminal de conexões para medida de parâmetros elétricos, modelo T-71-TG, num total de 8 canais e o programa denominado Workbench. Tanto o programa como os cartões e painéis foram desenvolvidos pela Strawberry Tree, Estados Unidos da América. Os cartões conversores são instalados diretamente na placa mãe do computador enquanto os terminais de conexões são montados externamente ao mesmo. A ligação dos cartões aos terminais é feita através de cabos coaxiais. O sistema é usado para monitorar e gravar sinais analógicos proporcionados pelos transdutores de temperatura, pressão, vazão e potência elétrica. Os terminais de conexões incluem sinais tanto em tensão (V e mV) como em corrente (mA).

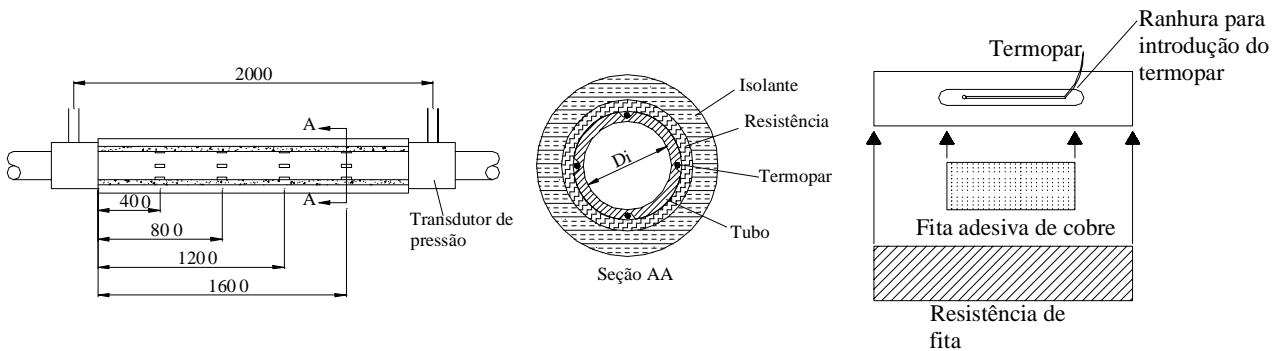


Figura 2 – Detalhe da seção de testes e do posicionamento do termopar no tubo

### 3.4. Avaliação do coeficiente de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor foi determinado pela lei de resfriamento de Newton,

$$h_B = \frac{\phi}{(T_p - T_r)} \quad (1)$$

onde  $\phi$  é o fluxo de calor específico imposto pelas resistências de aquecimento e  $T_p$  e  $T_r$  são, respectivamente, as temperaturas média superficial e do refrigerante na particular seção transversal. A temperatura superficial média em cada seção (são quatro as seções de medida na seção de testes) corresponde à média das quatro leituras realizadas ao longo do perímetro a  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  e  $270^\circ$ , como ilustrado na Fig. 2. A temperatura do refrigerante, como sugerido nas seções precedentes, foi obtida na entrada e saída da seção de testes. Como o refrigerante se encontrava no estado saturado, a variação de sua temperatura se dava em virtude da perda de carga ao longo da seção de testes. Nessas condições, a temperatura do refrigerante em cada seção de medida foi obtida admitindo uma variação linear da temperatura entre a entrada e saída da seção de testes. O coeficiente de transferência de calor médio na seção de testes corresponde à média dos coeficientes em cada uma das quatro seções de medida.

#### 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Embora a bancada experimental tenha sido desenvolvida para operar a baixas temperaturas de evaporação e altos títulos na entrada, condições extremas para o equipamento frigorífico de resfriamento (“chiller”), os resultados apresentados no presente artigo enfocarão a região de títulos relativamente reduzidos (inferiores a 60%) e temperatura do refrigerante na seção da ordem de 8°C. Esta, embora seja relativamente elevada para as aplicações frigoríficas do refrigerante HCFC-22, é da ordem de grandeza das aplicações envolvendo ar condicionado de conforto. Por outro lado, o efeito dessa temperatura no desempenho térmico do refrigerante durante a mudança de fase convectiva, quer sob o ponto de vista qualitativo como quantitativo, não é significativo a ponto, por exemplo, de afetar padrões de escoamento. A região de títulos reduzidos apresenta alguma importância nas aplicações, especialmente nos evaporadores frigoríficos com recirculação de líquido. Entretanto, uma das principais motivações para a investigação da referida região, além do fato de não haver sido adequadamente investigada na literatura, são os padrões de escoamento e os efeitos de parâmetros físicos nesses padrões. Evidentemente, a análise se restringirá a condições de equilíbrio termodinâmico, no sentido em que o calor transferido na parede é integralmente convertido na mudança de fase líquido-vapor. Para tanto, é necessário garantir que os títulos não sejam excessivamente baixos (inferiores, por exemplo, a 5%) sob pena de adentrar a região de ebulição nucleada local, com líquido subresfriado, o que tornaria os ensaios e análise muito mais complexos.

As janelas de visualização instaladas nas extremidades da seção de testes foram utilizadas de forma relativamente precária na observação dos padrões. Em parte, pela formação de condensado, o que foi resolvido encapsulando as janelas em uma caixa de plexiglass pela qual era circulada uma corrente de nitrogênio. A referida caixa permitiu, além disso, eliminar possíveis efeitos de paralaxe resultantes da curvatura do tubo. A utilização de um estroboscópio permitiu “intuir” alguns regimes, embora precariamente, devido à qualidade da lâmpada utilizada no aparelho.

Os resultados obtidos foram agrupados com o propósito de avaliar os efeitos de dois parâmetros operacionais sobre o coeficiente de transferência de calor: o fluxo de calor específico (ou simplesmente fluxo de calor),  $\phi$  [kW/m<sup>2</sup>], e a velocidade mássica,  $G$  [kg/s.m<sup>2</sup>]. Valores típicos das aplicações frigoríficas serão considerados. A Fig. 3 exemplifica os efeitos do fluxo de calor para uma velocidade mássica de 200 kg/s.m<sup>2</sup>. Velocidades mássicas superiores apresentam características semelhantes quanto aos efeitos do fluxo de calor. Dois aspectos importantes devem ser considerados na Fig. 3: (1) o aumento do coeficiente de transferência de calor com o fluxo de calor; (2) as características das curvas de fluxo de calor constante. Quanto ao primeiro aspecto, é possível concluir que a significativa dependência do fluxo de calor é indício claro da ocorrência de ebulição nucleada. Quanto ao segundo aspecto, relativo à forma assumida pelas curvas de fluxo de calor constante, é importante observar as duas regiões extremas e a tendência a um mínimo na faixa intermediária de títulos. Na faixa de títulos maiores, percebe-se uma tendência (assintótica) das distintas curvas se concentrarem numa só, o que efetivamente foi constatado por resultados de títulos elevados. Tal tendência evidencia a supressão da ebulição nucleada e a instalação da ebulição estritamente convectiva, para a qual o coeficiente de transferência de calor independe do fluxo de calor. Daí a tendência das curvas “colapsarem”. Além disso, para títulos maiores percebe-se claramente uma tendência ao crescimento monotônico do coeficiente de transferência de calor com o título, evidência do estabelecimento do padrão anular. Na região de títulos reduzidos, dominada por efeitos de ebulição nucleada,

percebe-se, uma significativa redução do coeficiente de transferência de calor, tendendo àquele do escoamento de líquido, o que parece razoável. Um aspecto interessante das curvas da Fig. 3 é a tendência do coeficiente de transferência de calor apresentar um mínimo para títulos médios da ordem de 30%. A ocorrência desse mínimo indica a transição do regime de ebulição nucleada para a estritamente convectiva (caracterizada pelo padrão anular de escoamento), podendo ser associado à formação de um padrão pistonado pelo colapso da população de bolhas concentrada na parte superior do tubo. Tal padrão, embora fugaz, considerando a extensão de um evaporador, é um indício da transição anteriormente referida. É interessante observar que o referido efeito é mais pronunciado para fluxos de calor inferiores, para os quais a população de bolhas junto à parede aquecida cresce com menor intensidade ao longo do tubo.

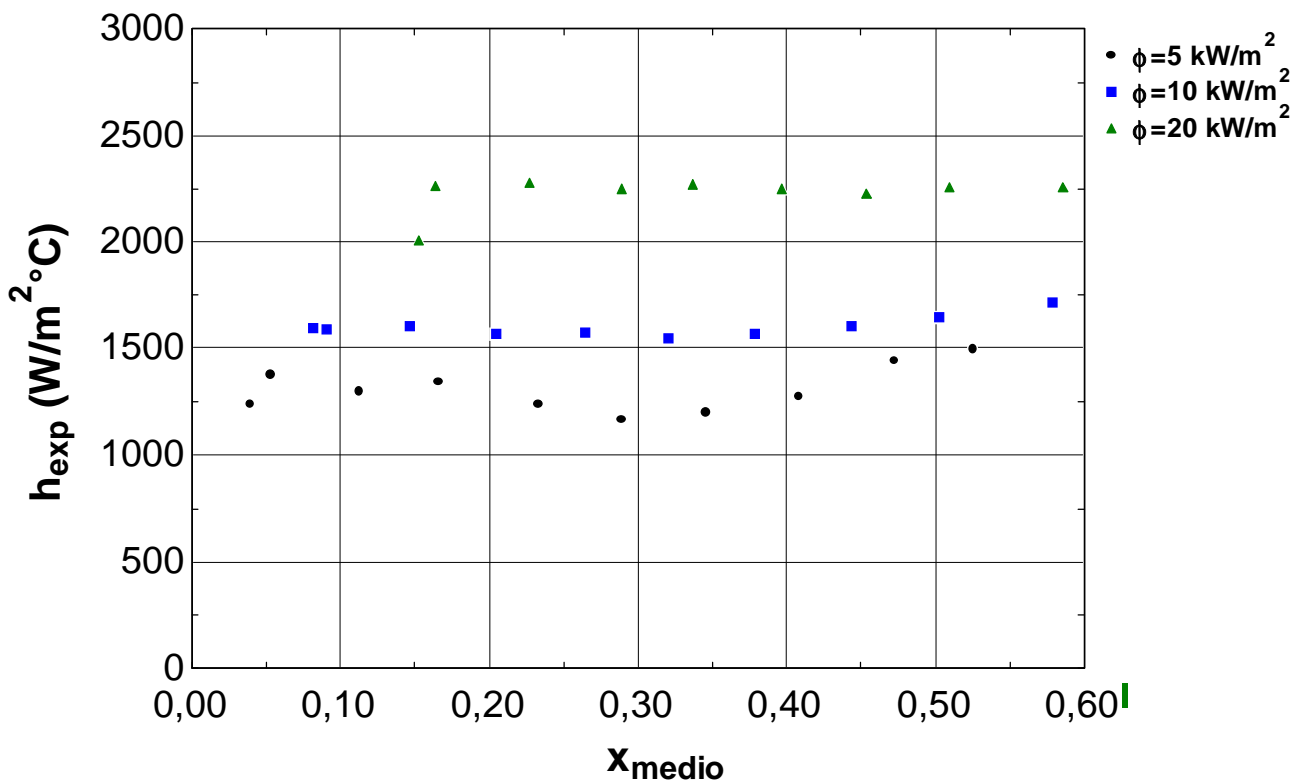


Figura 3 – Efeito do fluxo de calor. Refrigerante HCFC-22;  $T_r = 8^\circ\text{C}$ ;  $G = 200 \text{ kg/s.m}^2$ .

A Fig. 4 ilustra o efeito da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor, para um fluxo de calor constante. Como no caso da análise precedente, é interessante analisar as tendências das curvas face ao comportamento físico. Inicialmente, pode-se perceber que a vazão afeta favoravelmente o coeficiente de transferência de calor, como seria de esperar. Por outro lado, cada curva de velocidade mássica constante ilustra os efeitos de ebulição nucleada anteriormente referidos na região de baixos títulos, onde se percebe a ocorrência de um mínimo, especialmente no caso das velocidades mássicas superiores. Para estas, constata-se o estabelecimento do padrão anular, caracterizado pelo contínuo crescimento do coeficiente de transferência de calor, resultante da redução da espessura da fina película de líquido junto à parede do tubo. É interessante observar o comportamento para a velocidade mássica reduzida,  $50 \text{ kg/s.m}^2$ . Nesta, os efeitos de ebulição nucleada não são perceptíveis, o mesmo ocorrendo com o estabelecimento do padrão anular. O que se percebe é um coeficiente de transferência de calor

basicamente constante para a faixa de títulos considerada na figura. Tal comportamento evidencia a ocorrência do padrão estratificado, no caso, ondulado, com o líquido concentrando-se na região inferior do tubo e o vapor ocupando a superior. Tal comportamento seria previsível dado o reduzido valor de  $G$ . De forma geral, no caso dos refrigerantes halogenados, o padrão anular só se estabelece para velocidades mássicas superiores a  $100 \text{ kg/s.m}^2$ .

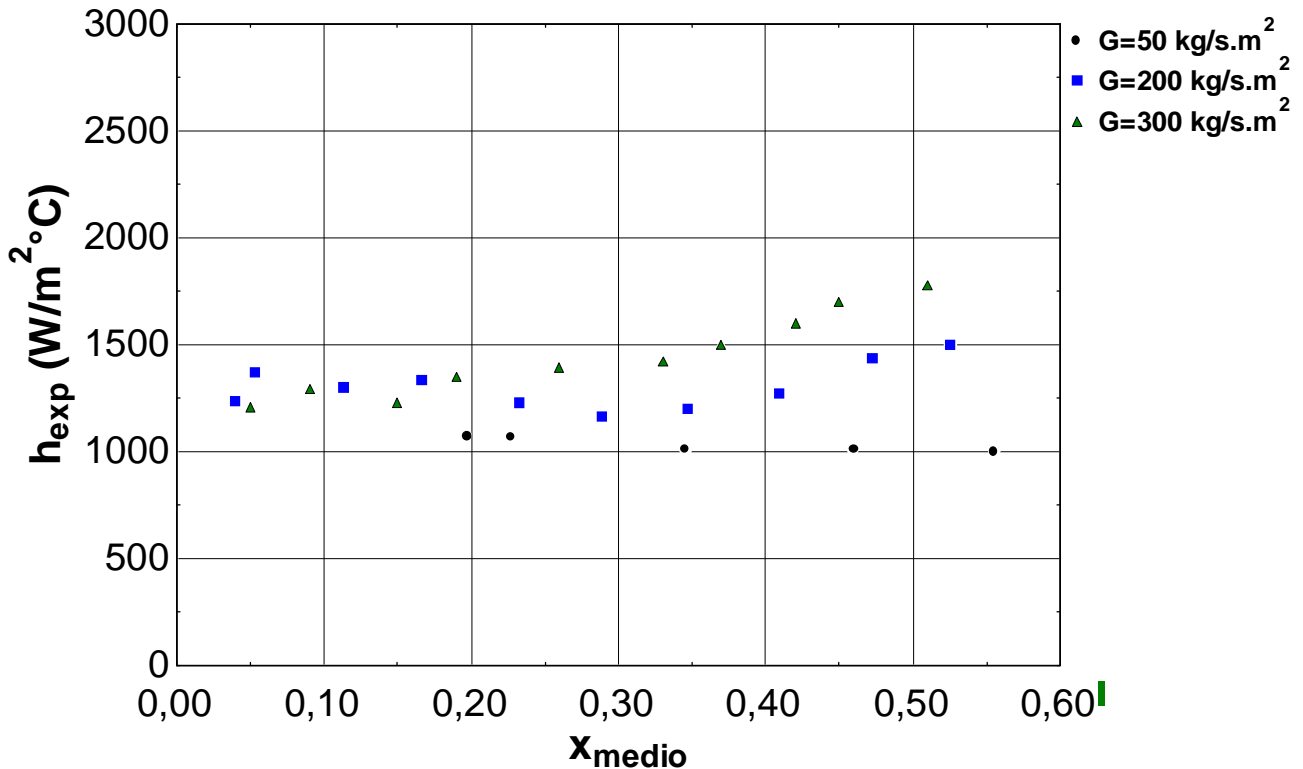


Figura 4 – Efeito da velocidade mássica. Refrigerante HCFC-22;  $T_r = 8^\circ\text{C}$ ;  $\phi = 5 \text{ kW/m}^2$ .

As correlações da literatura para a ebulição convectiva, em sua maioria, são ajustadas por resultados experimentais. Uma avaliação superficial dos resultados obtidos em termos das correlações clássicas da literatura, tais como a de Shah (1976), Jung & Radermacher (1991), Gungor & Winterton (1986), Kandlikar (1990) e Bandarra Filho (1997), revelou uma boa concordância, especialmente na região de baixos títulos. Para títulos maiores, da ordem de 50%, as correlações tendem a superestimar o valor do coeficiente de transferência de calor em relação aos resultados obtidos no presente estudo. Tal resultado é interessante levando-se em consideração que a maioria das correlações foram levantadas para títulos superiores a 10%, sendo de esperar melhor concordância para títulos maiores, o que não se verificou.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos no presente estudo, envolvendo a ebulição convectiva do refrigerante HCFC-22 no interior de tubos, para condições de títulos reduzidos (inferiores a 50%), podem ser assim resumidos :



- (1) A ebulição nucleada, que se caracteriza pelo fato do coeficiente de transferência de calor depender do fluxo de calor, é um mecanismo que se faz presente na transmissão de calor desde a parede aquecida, devendo ser incorporado a modelos físicos ou correlações característicos da região aqui considerada (títulos reduzidos).
- (2) As curvas de variação do coeficiente de transferência de calor com o título se caracterizam por apresentarem um mínimo, que ocorre, tipicamente, para títulos da ordem de 30%. Tal mínimo parece estar associado a um padrão pistonado que antecede a transição para o padrão anular.
- (3) O padrão anular, que não foi suficientemente explorado neste trabalho, se caracteriza por uma elevação contínua do coeficiente de transferência de calor com o título, resultante da redução da espessura da película de líquido junto à parede aquecida.
- (4) O padrão estratificado (mormente, o ondulado) foi constatado para velocidades mássicas inferiores a  $100 \text{ kg/s.m}^2$ , o que fisicamente parece ser consistente. Tal padrão se caracteriza por um coeficiente de transferência de calor essencialmente independente do título.
- (5) Os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor são comparáveis aos proporcionados pelas correlações clássicas da literatura, especialmente na região de títulos reduzidos.

### ***Agradecimentos***

Os autores gostariam de expressar seu reconhecimento à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pela concessão de uma bolsa de doutoramento ao segundo autor e pelo apoio financeiro prestado à construção da bancada experimental.

### **REFERÊNCIAS**

- Bandarra Filho, E.P., (1997), Estudo da transferência de calor em ebulição convectiva de refrigerantes halogenados em tubos horizontais. Dissertação de Mestrado, EESC-USP, São Carlos-SP.
- Gungor, K.E. & Winterton, R.H.S.,(1986), A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol.9, pp. 351-358.
- Jung, D.S. & Radermacher, R.,(1991), Prediction of heat transfer coefficient of various refrigerants during evaporation, *Ashrae Transactions*, vol.97, pp.3492-3497.
- Kandlikar, S.G., (1990), A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, vol. 112, pp.219-228.
- Shah, M.M. (1976), A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes, *Ashrae Transactions*, vol.82, pp.66-86.

## **EXPERIMENTAL STUDY ON THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT IN CONVECTIVE BOILING OF R-22 FLOWING IN HORIZONTAL TUBES ELECTRICALLY HEATED**

***Abstract.** Present study has been set forth in order to investigate the behavior of refrigerants under convective boiling conditions at reduced qualities. An experimental set up has been constructed to investigate the convective boiling of refrigerant HCFC-22 in a 12.7 mm diameter and 2 m long copper tube heated by tape electrical resistors wrapped on the external surface of the tube. Heat flux varied from 5 kW/m<sup>2</sup> to 20 kW/m<sup>2</sup>, whereas the mass velocity varied from 50 to 500 kg/s.m<sup>2</sup>. Average quality in the test section was limited to a maximum of 60% in the reported experiments. Experimental results are adequately correlated by classical heat transfer correlations for convective boiling. Heat flux and mass velocity effects have been consistently investigated, with results proving to be physically sound. Flow regimes have also been investigated in connection with the obtained results.*

**Keywords:** *Convective boiling, Refrigerant, Two-phase flow*