



IV CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA MECANICA

CIDIM '99

SANTIAGO - CHILE

23 - 26 de noviembre 1999

VOLUMEN 3 TERMOFLUIDOS

**UNIVERSIDAD DE SANTIAGO DE CHILE
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA**

ESTADO DA ARTE DAS CORRELAÇÕES PARA A DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO ESCOAMENTO COM MUDANÇA DE FASE DE REFRIGERANTES

Enio P. Bandarra Filho
José M. 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.

Carlos U. S. Lima

Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico - Universidade Federal do Pará.

RESUMO

O estudo dos mecanismos da transferência de calor, em escoamento com mudança de fase, tem sido intensificado nos últimos anos por conta dos acordos estipulados em 1986, no Protocolo de Montreal. Por esse protocolo os refrigerantes a base de cloro e flúor (CFC'S), seriam paulatinamente retirados do mercado por serem agressivos ao meio ambiente. A introdução de novos refrigerantes no mercado impôs, portanto, a intensificação das pesquisas, uma vez que esses novos refrigerantes possuíam (e muitos ainda possuem) características físicas e termodinâmicas total ou parcialmente desconhecidas. Nesse estudo, os principais modelos para a determinação do coeficiente de transferência de calor no escoamento bifásico foram divididos em três categorias: a) Correlações estritamente convectivas; b) Correlações baseadas na superposição de efeitos (ebulição nucleada e convectiva) e c) Correlações estritamente empíricas. O estudo das distintas correlações evidenciou a participação de importantes grupos adimensionais no mecanismo de transferência de calor na mudança de fase. Destacam-se, entre outros, o Número de Froude, (Fr), associado aos efeitos gravitacionais, Número de Ebulição, (Bo), relativo à ebulição nucleada, Parâmetro de Martinelli, (X_{tt}) e Número de Convecção, (Co), associados à ebulição convectiva. Uma maior participação da componente convectiva ficou evidenciada em aplicações frigoríficas devido a alguns fatores, tais como, o fluxo de massa, pois nesses processos o padrão de escoamento anular é preponderante e a transferência de calor ocorre na interface líquido-vapor. A comparação entre as distintas correlações estudadas ilustrou disparidades significativas, permitindo concluir que a maioria delas, apesar do caráter pretensamente generalizado, são válidas apenas para condições muito particulares.

1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A mudança de fase convectiva designa a vaporização do líquido sem a presença de bolhas, ocorrendo simplesmente como resultado da evaporação na interface líquido-vapor. O termo "convectiva", utilizado neste trabalho, foi introduzido com o objetivo de designar a condição em que ocorre escoamento de ambas as fases. A mudança de fase convectiva é caracterizada pelos regimes de fase não dispersa, como os regimes de escoamento anular e o estratificado. No entanto, em condições especiais de operação, mesmo com a ocorrência destes regimes, poderá haver a formação de bolhas junto a parede do tubo, ocorrendo os dois regimes simultaneamente.

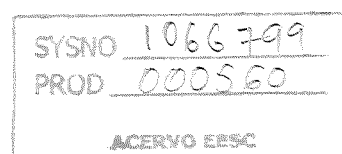
A ebulição convectiva ocorre especialmente nos evaporadores de expansão seca, geralmente alimentados por uma válvula de expansão termostática ou um tubo capilar. O coeficiente de transferência de calor está intimamente relacionado ao padrão de escoamento. Em evaporadores de expansão seca predominam os padrões de escoamento anular, para vazões elevadas, e estratificado, para vazões relativamente baixas. A pesquisa bibliográfica levada a efeito nesse trabalho permitiu levantar as principais correlações existentes para a determinação do coeficiente de transferência de calor. Para melhor

identificação dessas correlações, as mesmas foram classificadas em três diferentes grupos:

1. Correlações estritamente convectivas
2. Correlações baseadas na superposição de efeitos
3. Correlações propostas empiricamente

1.1 Correlações Estritamente Convectivas

Estas correlações são apresentadas em termos adimensionais, com o coeficiente bifásico referido àquele que ocorreria caso o líquido da mistura escoasse isoladamente no tubo. Trata-se de correlações empíricas, assumindo implicitamente a hipótese de padrão anular de escoamento. À forma dessas correlações não leva em conta os extremos, títulos tendendo a 0 e 1. Nessas condições, como as condições operacionais envolvem títulos relativamente elevados (superiores a 20%), não houve preocupação com as condições limite. Com o intuito propor uma configuração fisicamente mais adequada, BANDARRA FILHO et al (1997a) desenvolveram um modelo baseado em cerca de 600 pontos experimentais para o refrigerante HFC-134a. Dessa forma, quando o título tende a zero o h_g tende a h_{Lc} .



Com relação ao coeficiente de transferência de calor monofásico em cálculos envolvendo o coeficiente para escoamento bifásico, deve-se notar que alguns autores utilizam h_{LO} ao invés de h_L . A diferença entre os índices está relacionada à definição do coeficiente monofásico. O subscrito LO é utilizado para a condição em que a mistura escoava como líquido no tubo, ao passo que L , como observado anteriormente, designa o caso em que o líquido da mistura bifásica escoava isoladamente no tubo. Um sumário das principais correlações do grupo 1 é apresentado na tabela 1.

A seguir é apresentado um gráfico comparativo entre as correlações estritamente convectivas, onde é ilustrada a variação do coeficiente de transferência de calor com o título, para condições operacionais típicas.

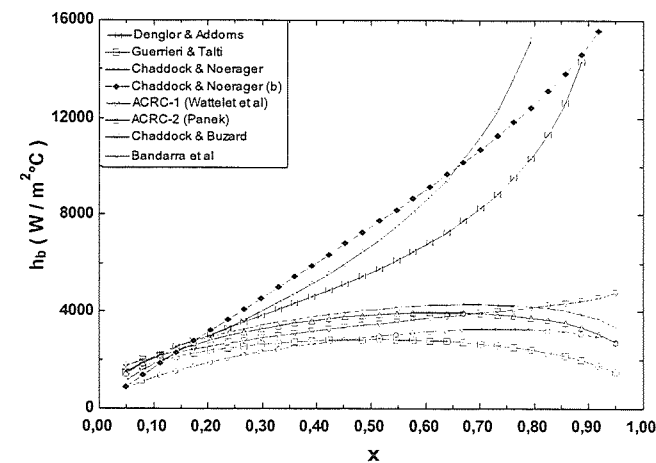


Figura 1 Comparação entre correlações estritamente convectivas para R-134a, $T_{sat} = -5^{\circ}C$ e $G = 300 \text{ kg/m}^2.s$.

É notável a discrepância entre os resultados proporcionados pelas distintas correlações, como pode ser observado no gráfico acima. Observa-se que as correlações de Dengler-Addoms e de Chaddock-Noerager apresentam valores do coeficiente de transferência de calor superiores às demais. No caso da correlação de Dengler-Addoms, tal comportamento pode resultar do fato de tratar-se de água que, de forma geral, deve apresentar coeficientes superiores aos demais fluidos. No caso da correlação de Chaddock-Noerager, poderia ser argumentado que o elevado valor do coeficiente de transferência de calor foi resultado da presença de óleo lubrificante (em concentrações da ordem de 0,1%), o que, entretanto, não justificaria a

elevação observada. Apesar da simplicidade deste grupo de correlações, pela incorporação do parâmetro de Martinelli, X_{tt} , verifica-se que alguns efeitos não são adequadamente correlacionados, qual seja o fluido e, por que não, o título, velocidade mássica, G , ou mesmo o fluxo de calor, ϕ .

1.2 Correlações baseadas na superposição de efeitos

O mecanismo da superposição de efeitos foi introduzido para levar em consideração a possibilidade de ocorrência simultânea dos efeitos convectivos e de ebulição nucleada. Os padrões de escoamento que potencialmente apresentariam as condições físicas para a superposição de efeitos são: bolhas e pistonado e sua transição para os padrões anular e estratificado. Deve-se reconhecer, no entanto, que as correlações foram propostas ou desenvolvidas para ajustar resultados experimentais. Por outro lado, a ocorrência da ebulição nucleada têm sido constatada ou proposta, não como resultado de observações físicas diretas, mas da análise de dados experimentais em que se verifica uma dependência do fluxo de calor por parte do coeficiente de transferência de calor, o que efetivamente, se observa na ebulição nucleada. Assim, resultaram diversas correlações que serão discutidas a seguir. Destacam-se entre elas, a correlação de CHEN (1966), por tratar-se da primeira, e as que utilizam o método de KUTATELADZE (1961), ou modelo assintótico, que propõe uma superposição não linear de efeitos. A Tabela 2, ilustra as principais correlações deste grupo.

A característica básica das correlações pertencentes ao segundo grupo é a superposição de efeitos convectivos e de ebulição nucleada. Estes são, de forma geral, relacionados pelos fatores de intensificação, F , e de supressão, S . Observa-se, claramente, que cada correlação é muito particular ao trabalho desenvolvido. No caso dos fatores S , e F , os mesmos apresentam características físicas semelhantes, embora apresentem certas nuances que os diferenciam. Estas estão relacionadas ao modelo físico proposto e, eventualmente a uma necessidade de correlacionar resultados experimentais. De forma geral, envolvem parâmetros adimensionais como o X_{tt} , Bo ou mesmo Fr . O coeficiente de transferência de calor bifásico foi avaliado para as correlações desse grupo, como ilustrado na Fig. 2, válido para as condições especificadas na legenda. É interessante observar, como comentário geral, o distinto comportamento de cada curva, caracterizando a peculiaridade de cada correlação, demonstrando que as correlações são inadequadas a generalizações.

Tabela 1 Sumário das correlações estritamente convectivas.

Autor	Correlação	Fluidos	Condições
Dengler and Addoms (1956)	$\frac{h_b}{h_{LO}} = 3,5 \cdot (X_{tt})^{-0,5}$	Água	D: 25,4mm G: 55 a 1100 kg/m ² .s x_{en} : 0 a 70%
Guerrieri and Talty (1956)	$\frac{h_b}{h_L} = 3,4 \cdot (X_{tt})^{-0,45}$	Metanol, Benzeno, Hexano.	D: 19 e 25,4mm P_{sat} =100 kPa x_{en} : 1 a 12%
Chaddock and Noerager (1966)	$\frac{h_b}{h_{LO}} = 3,0 \cdot (X_{tt})^{-(2,3)}$ $\frac{h_b}{h_L} = 3,0 \cdot (X_{tt})^{-(1,0)}$	R-12	D: 12,7mm G: 100 a 433 kg/m ² .s ϕ : 2,2 a 11 kW/m ² x_{en} : 20%

ACRC-1 Wattelet et al (1991)	$\frac{h_b}{h_L} = 2,30 \cdot (X_{tt})^{-(0,666)}$	R-12 e R-134a	D: 12,7mm x_{en} : 20% $T_{sat}=4,4^{\circ}\text{C}$
ACRC-2 Panek (1992)	$\frac{h_b}{h_L} = 3,686 \cdot (X_{tt})^{-(0,563)}$		D: 10,2 e 12,7mm G: 100 a 500 kg/m ² .s ϕ : 5 a 30 kW/m ² x_{en} : 20 a 60%
Chaddock and Buzzard (1986)	$\frac{h_b}{h_L} = \left(\frac{0,785}{X_{tt}} \right) \cdot (1 + 3,83 \cdot X_{tt}^{0,81})$	R-502	D: 12,7mm G: 45 a 358 kg/m ² .s ϕ : 1,9 a 23,6 kW/m ²
Bandarra Filho et al (1997a)	$\frac{h_b}{h_L} = 1 + 3,0 \cdot (X_{tt})^{-(0,65)}$	R-134a	G: 50 a 500 kg/m ² .s ϕ : 3 a 30 kW/m ² x_{en} : 5 a 90%

Tabela 2 Sumário das correlações baseadas na superposição de efeitos.

Autor	Correlação	Fluidos	Condições
Chen (1966)	$h_b = h_L \cdot F_{CH} + h_{ENF} \cdot S_{CH}$ $h_L = \frac{k_L}{D} \cdot 0,023 \cdot \text{Re}_L^{0,8} \cdot \text{Pr}_L^{0,4}$ $F_{CH} = 1 \quad \text{para} \quad \frac{1}{X_{tt}} \leq 0,1$ $F_{CH} = 2,35 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0,213 \right)^{0,736} \quad \text{para} \quad \frac{1}{X_{tt}} > 0,1$ $h_{ENF} = 0,00122 \cdot \left[\frac{k_L^{0,79} \cdot c_{pL}^{0,45} \cdot \rho_L^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu_L^{0,29} \cdot i_{LV}^{0,24} \cdot \rho_V^{0,24}} \right] \cdot \Delta T_{sat}^{0,24} \cdot \Delta P_{sat}^{0,75}$ $S_{CH} = \frac{1}{(1 + 2,53 \cdot 10^{(-6)} \cdot \text{Re}_L^{1,17})}$	Água Metanol Benzeno Pentano Hexano Heptano	Tubo: Vertical P_{sat}: 55 a 3500 kPa G: 500 a 3600 kg/m².s x: 1 a 71%
Gungor and Winterton (1986)	$h_b = h_L \cdot F_{GW} + h_{ENC} \cdot S_{GW}$ $F_{GW} = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,86}$ $h_{ENC} = 55 \cdot P_{red}^{0,12} \cdot (-\log_{10} P_{red})^{0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot \phi^{0,67}$ $S_{GW} = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot F_{GW}^2 \cdot \text{Re}_L^{1,17}}$ Para Fr for menor que 0,05, os fatores F_{GW} e S_{GW} deverão ser multiplicados por: $F_1 = Fr^{(0,1-2 \cdot Fr)}$ e $S_1 = \sqrt{Fr}$	Água R-11 R-12 R-113 R-114 R-22	G: 60 a 8180 kg/m².s ϕ: 1 a 2600 kW/m² x: 0 a 99% D: 3 a 32mm
Liu and Winterton (1991)	$h_b^2 = (F_{LW} \cdot h_{LO})^2 + (S_{LW} \cdot h_{ENC})^2$ $h_{LO} = \frac{k_L}{D} \cdot 0,023 \cdot \text{Re}_{LO}^{0,8} \cdot \text{Pr}_L^{0,4}$ $F_{LW} = \left[1 + x \cdot \text{Pr}_L \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \right]^{0,35}$ $S_{LW} = \frac{1}{(1 + 0,055 \cdot F_{LW}^{0,1} \cdot \text{Re}_{LO}^{0,16})}$ Para Fr for menor que 0,05, $F_{GW}=F_1$ e $S_{GW}=S_1$	Água R-11 R-12 R-113 R-114 R-22 Etileno-glicol	G: 12,4 a 8180 kg/m².s ϕ: 0,4 a 2600 kW/m² x: 0 a 94,8% D: 3 a 32mm

Jung and Radermacher (1989)	$h_b = h_L \cdot F_{JR} + S_{JR} \cdot h_{ENS}$ $F_{JR} = 2,37 \cdot \left(0,29 + \frac{1}{X_u}\right)^{0,85}$ $h_{ENS} = 207 \cdot \frac{k_L}{D_b} \cdot \left(\frac{\phi \cdot D_b}{k_L \cdot T_{sat}}\right)^{0,745} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0,581} \cdot (Pr_L)^{0,533}$ $D_b = 0,0146 \cdot \beta \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_L - \rho_v)}\right]^{0,5} \quad \text{com: } \beta = 35^\circ$ $S_{JR} = 4048 \cdot X_{tt}^{1,22} \cdot Bo^{1,13} \quad \text{para } X_{tt} \leq 1$ $S_{JR} = 2,0 - 0,1 \cdot X_{tt}^{-0,28} \cdot Bo^{-0,33} \quad \text{para } 1 < X_{tt} \leq 5$	R-11 R-12 R-13 R-22 R-32 R-114 R-123 R-124 R-134a R-141b R-142b R-143a R-152a	$T_{sat}: -10 \text{ a } 10^\circ\text{C}$ $G: 100 \text{ a } 700 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ $\phi: 5 \text{ a } 40 \text{ kW/m}^2$ $x: 10 \text{ a } 90\%$ $D=8\text{mm}$
Wattelet (1994)	$(h_b)^{2,5} = (h_L \cdot F_W \cdot R)^{2,5} + (h_{ENC})^{2,5}$ $F_W = 1 + 1,925 \cdot X_{tt}^{-0,83}$ $R = 1,32 \cdot Fr^{0,2} \quad \text{para } Fr < 0,25$ $R = 1 \quad \text{para } Fr \geq 0,25$	R-12 R-134a	$G: 25 \text{ a } 500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ $\phi: 2 \text{ a } 30 \text{ kW/m}^2$ $x: 10 \text{ a } 90\%$ $T_{sat}: -15 \text{ a } 5^\circ\text{C}$
Murata and Hashizume (1993)	$h_b = h_L \cdot F_{MH} + h_{ENN} \cdot S_{MH} \quad F_{MH} = 2,44 \cdot X_{tt}^{-0,863}$ $h_{ENN} = 31,4 \cdot \left[\frac{P_{cr}^{0,2} \cdot F_p}{(M^{0,1} \cdot T_{cr}^{0,9})}\right] \cdot \phi^{0,8}$ $S_{MH} = \frac{\left[1 - \exp\left(\frac{(-h_L \cdot F_{MH}) \cdot \delta_c}{k_L}\right)\right]}{\left[\frac{(h_L \cdot F_{MH}) \cdot \delta_c}{k_L}\right]}$ $F_p = \frac{P_{red}^{0,23}}{[1 - 0,99 \cdot P_{red}]^{0,9}} \quad e \quad \delta_c = 0,08 \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_L - \rho_v)}\right]^{0,5}$	R-123	$G: 100 \text{ a } 300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ $\phi: 0 \text{ a } 30 \text{ kW/m}^2$ $x: 1 \text{ a } 100\%$ $D: 12,7\text{mm}$

Tabela 3 Sumário das correlações propostas empiricamente

Autor	Correlação	Fluidos	Condições
Pierre (1956)	<i>Evaporação Completa</i> para 6°C de superaquecimento na saída e $10^9 < Re_{LO}^2 \cdot K_f < 0,7 \cdot 10^{12}$ $h_b = \frac{k_L}{D} \cdot 0,0082 \cdot [Re_{LO}^2 \cdot K_f]^{0,4} \quad \text{onde, } K_f = \left(\frac{i_{LF} \cdot \Delta x}{L \cdot g}\right)$ <i>Evaporação Incompleta</i> para $x_{saída} < 0,9$ e $10^9 < Re_{LO}^2 \cdot K_f < 0,7 \cdot 10^{12}$ $h_b = \frac{k_L}{D} \cdot 0,0009 \cdot [Re_{LO}^2 \cdot K_f]^{0,5}$	R-12 R-22	$D: 12 \text{ a } 18\text{mm}$ $x: 15\% \text{ a } 6^\circ\text{C de superaquecimento}$
Shah (1982)	$\psi = \frac{h_b}{h_L}$ - $N = Co$, para tubos verticais e horizontais com $Fr > 0,04$ - $N = 0,38 \cdot Fr^{-0,3} \cdot Co$, para tubos horizontais com $Fr < 0,04$ • Para $N > 1$: $\psi_{EN} = 230 \cdot Bo^{0,5} \quad \text{para } Bo > 0,3 \cdot 10^{-4}$ $\psi_{EN} = 1 + 46 \cdot Bo^{0,5} \quad \text{para } Bo \leq 0,3 \cdot 10^{-4} \quad e \quad \psi_C = \frac{1,8}{N^{0,8}}$ $\therefore \psi$ é o maior dentre ψ_{EN} e ψ_C.	Água R-11 R-12	$G: 100 \text{ a } 2000 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ $\phi: 1,2 \text{ a } 2000 \text{ kW/m}^2$ $x: 0 \text{ a } 100\%$

cont.	- Para $0,1 < N < 1,0$: $\psi_{SB} = F \cdot Bo^{0,5} \cdot \exp(2,74 \cdot N^{-0,1})$ - Para $N < 0,1$: $\psi_{SB} = F \cdot Bo^{0,5} \cdot \exp(2,47 \cdot N^{-0,15})$ $F=14,7$ para $Bo \geq 11 \cdot 10^{-4}$ e $F=15,4$ para $Bo < 11 \cdot 10^{-4}$ $\therefore \psi$ é o maior dentre ψ_{SB} e ψ_C.	R-22 R-113 Hexano	T_{sat} : -50 a 190°C
Kandlikar (1990)	$h_b = [A \cdot Co^B \cdot (25 \cdot Fr)^E] \cdot h_L + (C \cdot Bo^D \cdot Ff_L) \cdot h_L$ Ebulição Convectiva: A = 1,1360 B = -0,9 C = 667,2 D = 0,7 E = 0,3 Para $Fr > 0,04 \Rightarrow E = 0$. Ebulição Nucleada: A = 0,6683 B = -0,2 C = 1058,0 D = 0,7 E = 0,3	Água R-11 R-12 R-13B1 R-22 R-113 R-114 R-152a Neon	G: 15 a 8180 kg/m ² .s ϕ : 1,2 a 2000 kW/m ² x: 0,1 a 95%
Bandarra Filho (1997b)	- Para: $Fr < 0,1$: $\frac{h_b}{h_L} = 1 + 125 \cdot X_u^{-0,65} \cdot Bo^{0,3} \cdot Fr^{0,5}$ - Para: $Fr \geq 0,1$: $\frac{h_b}{h_L} = 1 + 40 \cdot X_u^{-0,65} \cdot Bo^{0,3}$	R-12 R-22 R-134a	G: 25 a 700 kg/m ² .s ϕ : 1,9 a 40 kW/m ² x: 0,1 a 99%

1.3. Correlações baseadas em banco de dados

As correlações propostas empiricamente envolvem uma gama relativamente ampla de fluidos refrigerantes e condições operacionais. Serão apresentadas as correlações mais representativas, como a de SHAH (1982) e a de KANDLIKAR (1990). Neste grupo foi incluída a correlação de PIERRE (1956), que não segue a regra geral das apresentadas neste trabalho e outra correlação que difere das citadas, porém será incluída neste grupo, a correlação de BANDARRA FILHO (1997b). Deve-se destacar que as mais significativas e de maior alcance são as de Shah, Kandlikar e Bandarra Filho, por envolverem parâmetros adimensionais. Os resultados proporcionados por essas correlações podem discrepar significativamente daqueles das correlações anteriores, dependendo das condições operacionais. A Tabela 3 apresenta as principais características das referidas correlações.

A Fig. 3 ilustra uma comparação entre as correlações de Shah e Kandlikar para as condições especificadas na legenda. Observa-se que estas correlações possuem a mesma característica, o coeficiente bifásico global é calculado como o maior entre as regiões de ebulição nucleada e convectiva.

2. Comparação entre as Correlações dos Grupos 1, 2 e 3.

Como pode ser observado na Fig. 4, as correlações apresentadas proporcionam resultados significativamente distintos. É possível verificar desvios da ordem de 133%, em média entre elas. Isso demonstra a peculiaridade das distintas correlações às próprias condições operacionais para as quais foram desenvolvidas,

evidenciando que ainda inexistente um padrão de correlação ideal para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico. A Fig. 4 ilustra a comparação gráfica entre as correlações dos grupos 1, 2 e 3, para as condições especificadas na legenda.

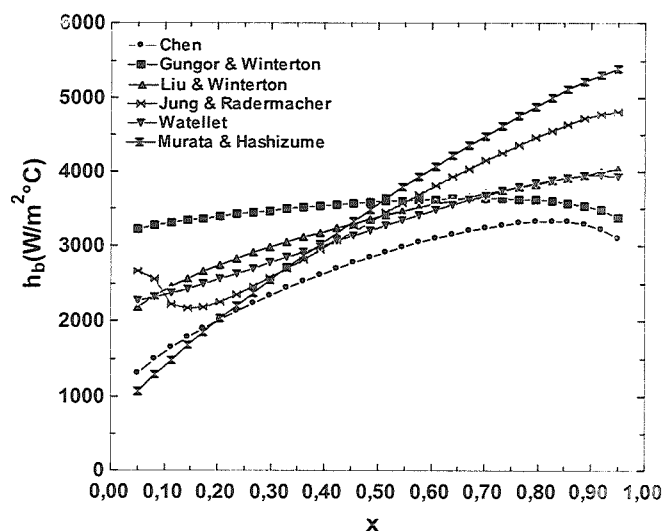


Figura 2 Comparação dos coeficientes das correlações do grupo 2, para R-134a, $T_{sat} = -5^\circ\text{C}$, $G = 200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ e $\phi = 15 \text{ kW/m}^2$.

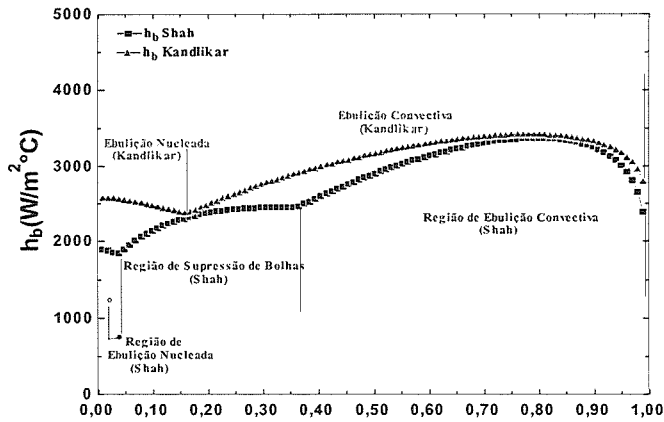


Figura 3 Comparação entre as correlações empíricas para R-134a com $T_{sat} = -5^{\circ}\text{C}$, $G = 200\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ e $\phi = 15\text{kW/m}^2$.

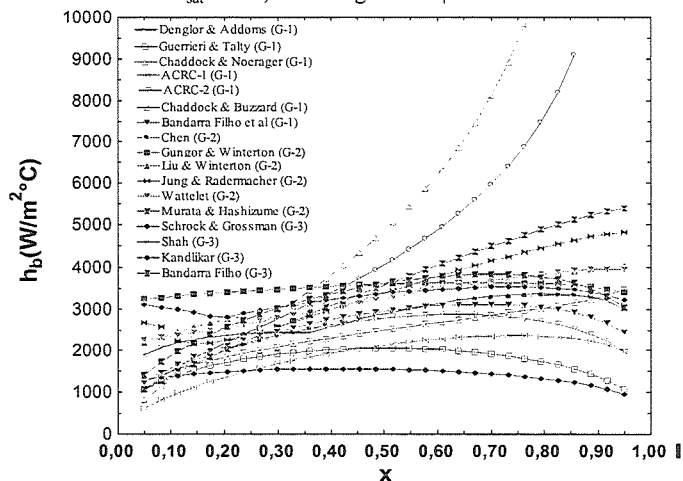


Figura 4 Comparação entre correlações dos grupos 1, 2 e 3 para R-134a, $T_{sat} = -5^{\circ}\text{C}$, $G = 200\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$, $\phi = 15\text{kW/m}^2$.

3. CONCLUSÕES

A análise levada a efeito a respeito de trabalhos publicados na literatura aberta permitiu extrair uma série de conclusões gerais que foram assim relacionadas:

- As correlações estritamente convectivas proporcionam resultados razoáveis para aplicações que apresentem elevada vazão e títulos na entrada superiores a 20%, como é o caso de algumas aplicações frigoríficas.
- As correlações apresentadas nos parágrafos precedentes se aplicam a condições locais, isto é, para uma seção transversal no tubo, exceto a correlação de Pierre (1956), que prevê o coeficiente de transferência de calor médio.
- Os parâmetros que mais interferem nas correlações são a velocidade mássica, G , e o fluxo de calor, ϕ .
- A seção onde ocorre a secagem da parede não foi adequadamente abordada na literatura, evidenciando que a faixa de aplicação dessas correlações não se aplicam para região de títulos elevados.

AGRADECIMENTOS

À FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pela concessão de uma bolsa de doutoramento ao primeiro autor.

4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Bandarra Filho, E.P. (1997a). Estudo da Transferência de Calor em Ebulição Convectiva de Refrigerantes em Tubos Horizontais. III CIDIM. La Habana, Cuba.
1. Bandarra Filho, E.P. (1997b). Estudo da Transferência de Calor em Ebulição Convectiva de Refrigerantes Halogenados em Tubos Horizontais. Mestrado – EESC – USP.
2. Chaddock, J. B. and Noerager, J.A., 1966, "Evaporation of R12 in Horizontal Tube with Constant Wall Heat Flux", ASHRAE Transactions, V. 72, part I, pp. 90-103.
3. Chen, J. C., 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow", I&EC Process Design & Development, V. 5, No. 3, pp. 322-329.
4. Dengler, C. E. and Addoms, J.N., 1956, "Heat Transfer Mechanism for Vaporization of Water Tube", Chemical Engineering Progress Symposium, V. 52, No.18, pp. 95-103.
5. Guerrieri, S. A. and Talty, R. D., 1956, "A Study of Heat Transfer Organic Liquids in Single Tube, Natural Circulation, Vertical Tube Boilers", Chemical Engineering Progress Symposium Series, V. 52, No.18, pp. 69-77.
6. Gungor, K.E. and Winterton, R.H.S., 1986, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli", International Journal of Heat and Mass Transfer, V. 29, No. 3, pp. 351-358.
7. Jung, D.S.; Radermacher, R., 1991, "Prediction of Heat Transfer Coefficient of Various Refrigerants During Evaporation", Paper No. 3492, ASHRAE Annual Meeting, Indianapolis.
8. 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 the ASME, V. 112, No. 1, pp. 219-228.
9. Liu, Z. and Winterton, H.S., 1991, "A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli, Based on a Nucleate Pool Boiling Equation", Int. Journal of Heat and Mass Transfer, V. 34, No. 11, pp. 2759-2766.
10. Murata, K. and Hashizume, K., 1993, "Forced Convective Boiling of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures Inside Tubes", Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, V. 115, No. 3, pp. 680-688.
11. Panek, J., 1992, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop in Ozone-Safe Refrigerants and Refrigerant-Oil Mixtures", M.S. Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign.
12. Pierre, B., 1956, "Coefficient of Heat Transfer for Boiling Freon-12 in Horizontal Tubes", Heating and Air Treatment Engineer, V. 19, pp. 302-310.
13. Shah, M. M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study", ASHRAE Transactions, V. 88, part I, pp. 185-196.
14. Wattelet, J. P.; Chato, J. C.; Jabardo, J. M. S., 1991, "An Experimental Comparison of Evaporation Characteristics of HFC-134a and CFC-12", Paper 54, XVIIIth International Congress of Refrigeration Montreal, Canada, August/1991.
15. Wattelet, J. P., 1994, "Heat Transfer Flow Regimes of Refrigerants in a Horizontal-Tube Evaporator", Doctoral Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, USA.