

70-20-14

ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EBULIÇÃO NUCLEADA DE REFRIGERANTES HALOGENADOS

Eng.º GHERHARDT RIBATSKI



Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

DEDALUS - Acervo - EESC



31100036172

São Carlos
1998

Class.	TESE/EESC
Cott.	4799
Tombo	7016388

31100036172

at 0979502

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

R482e Ribatski, Gherhardt
Estudo da transferência de calor em ebulição nucleada de refrigerantes halogenados / Gherhardt Ribatski. -- São Carlos, 1998.

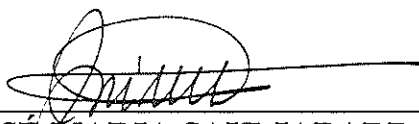
Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1998.
Área: Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo.

1. Ebulição nucleada. 2. Refrigerantes halogenados. 3. Superfícies intensificadoras. 4. Misturas refrigerante - óleo. I. Título.

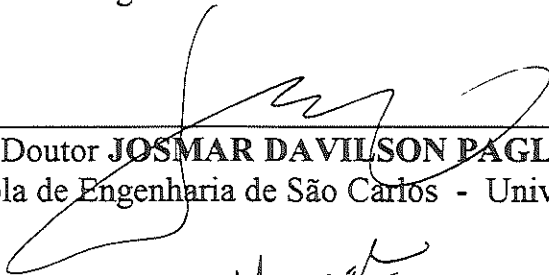
FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **GHERHARDT RIBATSKI**

Dissertação defendida e aprovada em 23-03-1998
pela Comissão Julgadora:



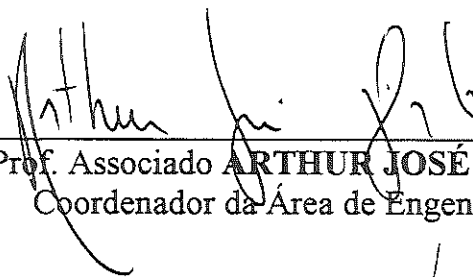
Prof. Doutor **JOSÉ MARIA SAIZ JABARDO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Doutor **JOSMAR DAVILSON PAGLIUSO**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Associado **JURANDIR ITIZO YANAGIHARA**
(Escola Politécnica - Universidade de São Paulo)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



JOSÉ CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

Aos meus pais, Geraldo e Marli, que além de me presentear com amor, amizade e dedicação, foram os grandes incentivadores deste trabalho.

Agradecimentos

Ao Professor José Maria Saiz Jabardo pela excelente orientação, constante auxílio, amizade e apoio durante a elaboração deste trabalho.

A Mariana Martins Meirelles pela cooperação e dedicação durante a elaboração deste trabalho.

Aos meus irmãos João Vitor e Daniele pela amizade e companheirismo.

A todos os colegas do Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica, Artur Augusto M. Jahrmann, Carlos Umberto da Silva Lima, Elton Ferreira Higino de Cuba, Enio Pedone Bandarra Filho, Marcelo Rogério Ianella, Richard Garcia Alves de Mello, Roberto Carlos Pratavieira, Roberto Bogni, Sidney José de Oliveira e Williams Gonzales Mamani, pela amizade e descontração.

A todos Professores, secretárias do Departamento de Engenharia Mecânica e demais colegas da Pós Graduação pela colaboração.

Sumário

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	vii
LISTA DE SÍMBOLOS	ix
RESUMO	xv
ABSTRACT	xvi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Delineamento do problema	1
1.2. Noções preliminares	3
1.2.1. Curva de Ebulição	3
1.2.2. Fatores que influenciam o coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada	6
1.2.2.1. Geometria, material e espessura da parede	7
1.2.2.2. Acabamento superficial	8
1.2.2.3. Ângulo de contato	9
1.2.2.4. Contaminação da Superfície	10
1.2.2.5. Pressão do sistema	11
1.2.2.6. Gravidade local	11
1.2.2.7. Subresfriamento do líquido	12
1.3. Apresentação do trabalho	13
2. LEVANTAMENTO BIBLIOGRÁFICO	15
2.1. Introdução	15
2.2. Modelos para a determinação do coeficiente de transferência de calor para refrigerantes puros	16
2.2.1. Introdução	16
2.2.2. Correlações empíricas	16
2.2.2.1. Correlação de STEPHAN & ABDELSALAM (1978)	17

2.2.2.2. Correlação de COOPER (1984)	18
2.2.2.3. Correlação de GORENFLO et al (1994)	20
2.2.3. Correlações semi-empíricas	22
2.2.3.1. Modelo de FOSTER & ZUBER (1955)	23
2.2.3.2. Modelo de ROHSENOW (1951)	26
2.2.3.3. Modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969)	29
2.2.3.4. Modelo de JUDD & HWANG (1976)	33
2.2.3.5. Modelo de NISHIKAWA & FUJITA (1977)	36
2.2.3.6. Modelo de BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996)	39
2.2.3.7. Modelo de HAIDER & WEBB (1977)	47
2.2.4. Comparação dos resultados proporcionados pelas correlações ..	53
2.3. Superfícies intensificadoras	60
2.3.1. Introdução	60
2.3.2. Geometria das superfícies intensificadoras	63
2.3.3. Comparação de resultados da literatura	64
2.3.4. Conclusões	70
2.4. Misturas óleo-refrigerante	71
2.4.1. Introdução	71
2.4.2. Correlações	73
2.4.2.1. Correlação de HAHNE & NOWORYTA (1984)	75
2.4.2.2. Correlação de CHONGRUNGREONG & SAUER (1980)	75
2.2.2.3. Correlação de JENSEN & JACKMAN (1984)	78
2.4.2.4. Correlação de HSIEH & WENG (1997)	83
2.4.3. Análise da histerese na Curva de Ebulição	85
2.4.4. Resultados experimentais para concentrações inferiores à 3% ..	88
2.4.5. Conclusões	91
3. CORRELAÇÕES SIMPLIFICADAS PARA A AVALIAÇÃO DE PROPRIEDADES DE REFRIGERANTES HALOGENADOS	93
3.1. Introdução	93

3.2. Levantamento bibliográfico	94
3.3. Desenvolvimento das correlações	98
3.4. Análise de resíduos para as correlações desenvolvidas no presente capítulo	109
3.5. Possibilidades de generalização para H ₂ O e NH ₃	112
3.6. Efeito da massa molecular	116
3.7. Conclusões	119
4. PROPOSIÇÃO DE UMA CORRELAÇÃO	120
4.1. Introdução	120
4.2. Propriedades em termo de p_r , T_r , $(1-T_r)$	123
4.3. Comparação de diversas correlações da literatura	124
4.4. Características experimentais do banco de dados utilizado	128
4.5. Análise e seleção dos dados experimentais	132
4.6. Análise da influência de fatores geométricos e de material	135
4.7. Correlações resultantes e análise de resíduos	140
4.8. Efeito da massa molecular	145
4.9. Comparação das correlações propostas com modelos da literatura	151
5. Conclusões e recomendações	153
5.1. Considerações gerais	153
5.2. Conclusões	154
5.3. Recomendações para futuros trabalhos	156
BIBLIOGRAFIA	158
APÊNDICE I	165
APÊNDICE II	178

Lista de Figuras

Figura 1.1	- Evaporador inundado	2
Figura 1.2	- Curva de Ebulição	4
Figura 1.3	- Transição entre os regimes de Convecção Natural e Ebulição Nucleada	5
Figura 1.4	- Influência do ângulo de contato β na Curva de Ebulição	10
Figura 1.5	- Influência do subresfriamento do fluido na Curva de Ebulição	13
Figura 2.1	- Mecanismos de transferência de calor utilizados no modelo de JUDD & HWANG (1976)	34
Figura 2.2	- Relação entre o coeficiente de transferência de calor e a espessura da camada limite térmica em Ebulição Nucleada	38
Figura 2.3	- Acompanhamento do escoamento após o desprendimento de uma bolha segundo o modelo de HAIDER & WEBB (1997)	48
Figura 2.4	- Crescimento da camada limite térmica durante o ciclo de uma bolha	49
Figura 2.5	- Comparação de algumas correlações da literatura; R-114, $R_p=1\mu\text{m}$ e $T_{sat}=273\text{K}$	57
Figura 2.6	- Comparação de algumas correlações da literatura; R-114, $R_p=1\mu\text{m}$ e $T_{sat}=280\text{K}$	57
Figura 2.7	- Comparação de algumas correlações da literatura; R-22, $R_p=1\mu\text{m}$ e $T_{sat}=250\text{K}$	58
Figura 2.8	- Comparação de algumas correlações da literatura; R-22, $R_p=1\mu\text{m}$ e $T_{sat}=320\text{K}$	58

Figura 2.9	- Comparação de algumas correlações da literatura; R-123, $R_p=1\mu\text{m}$ e $T_{sat}=260\text{K}$	59
Figura 2.10	- Comparação de algumas correlações da literatura; R-134a, $R_p=1\mu\text{m}$ e $T_{sat}=273\text{K}$	59
Figura 2.11	- Ilustração esquemática de algumas superfícies comerciais utilizadas em evaporadores	63
Figura 2.12	- Coeficiente de transferência de calor para superfície Turbo-B e $T_{sat}=4,4^\circ\text{C}$, para distintos refrigerantes. WEBB & PAIS (1992)	65
Figura 2.13	- Coeficiente de transferência de calor para o R-134a e $T_{sat}=4,4^\circ\text{C}$, para distintas superfícies. WEBB & PAIS (1992)	65
Figura 2.14	- Configuração dos tubos utilizados por HSIEH & WENG (1997a)	67
Figura 2.15	- Desempenho de tubos com diferentes valores de ϕ em relação à tubos lisos, para o R-134a, $T_{sat}=4,4^\circ\text{C}$. HSIEH & HSUH (1994)	68
Figura 2.16	- Variação do coeficiente de transferência de calor com a concentração de óleo, para fluxo de calor constante, utilizando a correlação de HAHNE & NOWORITA (1984)	72
Figura 2.17	- Comparação dos resultados experimentais obtidos por SILVA (1989) com as correlações propostas por CHONGRUNGREONG & SAUER (1980), para a mistura de R-11 com óleo 3GS, para $\omega=5\%$ e $p_{sat}=1,3\text{bar}$	77
Figura 2.18	- Modelo idealizado para o crescimento de uma bolha em misturas refrigerante/óleo, segundo JENSEN & JACKMAN (1984)	80

Figura 2.19	- Comparação dos resultados experimentais de SILVA (1989) para o R-114, $T_{sat}=6,0^{\circ}\text{C}$	87
Figura 2.20	- Comparação dos resultados experimentais de SILVA (1989) para o R-11, $T_{sat}=30,7^{\circ}\text{C}$	87
Figura 2.21	- Relação entre os coeficientes de transferência de calor para misturas R-113 com óleo lubrificante, $\omega=0,01$ e refrigerante puro; $T_{sat}=47,5^{\circ}\text{C}$. SILVA (1989)	89
Figura 2.22	- Relação entre os coeficientes de transferência de calor para misturas R-113 com óleo lubrificante, $\omega=0,03$ e refrigerante puro; $T_{sat}=47,5^{\circ}\text{C}$. SILVA (1989)	90
Figura 3.1	- Comparação entre algumas correlações da literatura para μ_l , R-134a	95
Figura 3.2	- Comparação entre algumas correlações da literatura para k_v , R-123	96
Figura 3.3	- Comparação da tensão superficial reduzida relativa à pressão atmosférica normal para diferentes refrigerantes	101
Figura 3.4	- Comparação entre as correlações, para determinação da tensão superficial do R-134a, elaboradas no presente trabalho para as distintas condições de referência	110
Figura 3.5	- Curva de resíduos para a viscosidade do líquido saturado em relação aos dados da ASHRAE (1993)	110
Figura 3.6	- Curva de resíduos para a viscosidade do vapor saturado de R-114 em relação aos dados da ASHRAE (1993)	111
Figura 3.7	- Curva de resíduos para a condutividade do vapor saturado de R-22 em relação aos dados da ASHRAE (1993)	112

Figura 3.8	- Comparação dos resultados para a amônia em relação aos dados da ASHRAE (1993) utilizando as equações da Tabela 3.6	113
Figura 3.9	- Comparação dos resultados para a água em relação aos dados da ASHRAE (1993) utilizando as equações da Tabela 3.6	114
Figura 3.10	- Comparação entre as curvas de resíduos para a densidade do líquido saturado	118
Figura 3.11	- Comparação entre as curvas de resíduos para a viscosidade do vapor saturado	118
Figura 3.12	- Comparação entre as curvas de resíduos para a viscosidade do líquido saturado	118
Figura 4.1	- Comparação de tendências para diversas correlações para o R-134a em superfície lisa	125
Figura 4.2	- Curva de resíduos para as correlações apresentadas na Tabela 4.2, quando comparadas aos resultados proporcionados pela correlações originais	128
Figura 4.3	- Descrição esquemática do equipamento experimental utilizado por JAKMAN (1981) e SILVA (1989)	129
Figura 4.4	- Comparação gráfica demonstrando o efeito da temperatura de saturação, utilizando os dados experimentais de SILVA (1989) para o R-113. Somente pontos experimentais correspondentes à redução de fluxo de calor foram usados	132
Figura 4.5	- Curva dos dados experimentais obtidos por SILVA (1989), para o R-11 à $T_{\text{sat}}=30,7^{\circ}\text{C}$	133
Figura 4.6	- Curva dos dados experimentais obtidos por SILVA (1989) para o R-11 à $T_{\text{sat}}=6,0^{\circ}\text{C}$	134

Figura 4.7	- Comparação dos dados experimentais obtidos por JACKMAN (1981) e SILVA (1987) para o R-113 para $T_{sat}=47^{\circ}\text{C}$	135
Figura 4.8	- Comparação dos resultados experimentais de SILVA (1989) com o modelo de COOPER (1984) para diferentes valores de Rp , para o R-11 a $T_{sat}=30,7^{\circ}\text{C}$	136
Figura 4.9	- Comparação dos resultados experimentais de SILVA (1989) com o modelo de COOPER (1984) para diferentes valores de Rp , para o R-114 à $T_{sat}=6,0^{\circ}\text{C}$	136
Figura 4.10	- Comparação de correlações da literatura com os dados experimentais de SILVA (1989), para o R-11 à $T_{sat}=30,7$	138
Figura 4.11	- Comparação de correlações da literatura com os dados experimentais de SILVA (1989), para o R-113 à $T_{sat}=47,5$	138
Figura 4.12	- Comparação de correlações da literatura com os dados experimentais de JACKMAN (1981), para o R-113 à $T_{sat}=47,5$	139
Figura 4.13	- Curva de resíduos para o resultado apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos banco de dados	142
Figura 4.14	- Curva de resíduos para o resultado apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos banco de dados	142
Figura 4.15	- Curva de resíduos para o resultados apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos dados do experimentais do R-11 obtidos por SILVA (1989)	143
Figura 4.16	- Curva de resíduos para o resultados apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos dados do experimentais do R-113 obtidos por SILVA (1989)	143

Figura 4.17 - Curva de resíduos para o resultados apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos dados do experimentais para o R-113 obtidos por JACKMAN (1985)	144
Figura 4.18 - Curva de resíduos para o resultados apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos dados experimentais para o R-114 obtidos por SILVA (1989)	144
Figura 4.19 - Comportamento da condutividade do líquido saturado com a variação da massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$	146
Figura 4.20 - Comportamento do calor latente de evaporação com a variação da massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$	147
Figura 4.21 - Comportamento do calor específico do líquido saturado com a variação da massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$	147
Figura 4.22 - Comportamento da densidade do vapor saturado com a variação da massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$	147
Figura 4.23 - Comportamento da viscosidade do líquido saturado com a variação da massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$	148
Figura 4.24 - Variação do coeficiente de transferência de calor com a massa molecular para diferentes refrigerantes halogenados para $p_r=0,1$	149
Figura 4.25 - Variação da pressão crítica com a variação da massa molecular	150
Figura 4.26 - Curva de resíduos para algumas das correlações da literatura em relação aos dados contidos no Apêndice II para o R-11 à $T_{sat}=30,7^{\circ}\text{C}$	151

Lista De Tabelas

Tabela 2.1	- Algumas características dos modelos apresentados nas Figs. 2.5 a 2.10	55
Tabela 2.2	- Literatura sobre superfícies intensificadoras	61
Tabela 2.3	- Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para misturas de refrigerante e óleo	74
Tabela 2.4	- Intensificação do coeficiente de transferência de calor para os resultados experimentais de HSIEH & WENG (1997)	84
Tabela 3.1	- Correlação para cálculo da tensão superficial de refrigerantes halogenados	96
Tabela 3.2	- Correlações para cálculo da viscosidade do vapor saturado de refrigerantes halogenados	96
Tabela 3.3	- Correlações para cálculo da viscosidade do líquido saturado de refrigerantes halogenados	97
Tabela 3.4	- Correlações para cálculo da condutividade do vapor saturado de refrigerantes halogenados	97
Tabela 3.5	- Correlações para cálculo da condutividade do líquido saturado de refrigerantes halogenados	98
Tabela 3.6	- Constantes e correlações conforme Eq. (3.19), para determinação de propriedades de transporte	103
Tabela 3.7	- Constantes e correlações conforme Eq. (3.20), para determinação de propriedades de transporte	106
Tabela 3.8	- Constantes para determinação da pressão de saturação referentes a Eq. (3.22)	109

Tabela 3.9	- Comparação dos resultados obtidos para a amônia e a água através da Tabela 3.6 em relação aos dados da ASHRAE (1993)	113
Tabela 3.10	- Fator de compressibilidade crítico e fator acêntrico de Pitzer	116
Tabela 4.1	- Correlações para Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida	122
Tabela 4.2	- Correlações da literatura escritas em termos da pressão e temperatura reduzidas	126
Tabela 4.3	- Correlações da literatura escritas em termos somente da pressão reduzida	127
Tabela 4.4	- Descrição do banco de dados experimentais utilizado ..	130
Tabela 4.5	- Aplicações dos refrigerantes utilizados na elaboração do banco de dados segundo SILVA (1989)	131
Tabela 4.6	- Características das superfícies utilizadas pelos referidos autores	131
Tabela 4.7	- Valores de R_p correspondente ao banco de dados utilizado, determinado através do modelo de COOPER (1984)	139
Tabela 4.8	- Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada plenamente desenvolvida	141
Tabela 4.9	- Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida	150
Tabela 4.10	- Comparação das correlações propostas com modelos existentes na literatura com base nos resultados do APÊNDICE II	152

Lista de Símbolos

Letras Latinas

A	área
A, B	expoentes Eq. (2.5), coeficientes definidos na Eq. (3.6)
A, B, C, D	coeficientes Eqs. (3.7) e (3.22)
a	constante de proporcionalidade definida na Eq. (2.83)
a, b, c, d, e	expoentes Eq. (2.3), (2.4), (2.9), (2.10), (3.19) e (3.20)
B	constante definida por BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996), expoente Eq. (2.96)
b_1, b_2	expoentes Eq. (2.96)
C_1	coeficiente Eqs. (2.13) e (2.49), parâmetro definido na Eq. (3.3)
C_1, C_2	parâmetros característicos dos refrigerantes Eq. (3.10)
C_1, C_2, C_3	constantes empíricas utilizadas no modelamento de ROHSENOW (1951) e MIKIC & ROHSENOW (1969) e parâmetros utilizados no modelo de JENSEN & JACKMAN (1984)
C_p	calor específico a pressão constante
C_{sf}	coeficiente de superfície desenvolvido no modelo de ROHSENOW (1951)
C_v	calor específico a volume constante
c	constante de proporcionalidades utilizada no modelo de HAIDER & WEBB (1977)
d	diâmetro instantâneo da bolha

*quando não mencionado, considerar todas as variáveis especificadas no sistema internacional de unidades (SI).

D_d	diâmetro instantâneo da área molhada
d_b	diâmetro de desprendimento da bolha
e	espessura da microcamada
$F_p, F_q, F_w, F_{wr}, F_{wm}$	fatores de influência definidos no modelo de GORENFLO et al (1994)
f	freqüência de desprendimento de bolhas
f_p	fator de pressão definido na por NISHIKAWA & FUJITA (1977)
f_ζ	fator de nucleação definido no modelo de NISHIKAWA & FUJITA (1977)
G	velocidade mássica
G_d	variável definida na Eq. (2.110)
g	aceleração local da gravidade
h	coeficiente de transferência de calor
h_{lv}	entalpia de evaporação
K	constante que quantifica a área de influência da bolha ao redor da cavidade de nucleação ou constante definida por TORIKAI et al (1964) apud BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1966)
k	condutividade térmica
k^*	condutividade térmica a pressão normal de saturação
L	dimensão característica
M	massa molecular e constante utilizada nas Eq. (2.52) e (2.53)
m	massa ou expoente nas Eqs. (2.5), (2.9), (2.35), (2.39) e (2.49)
N	número de carbonos na molécula
n	número de cavidades ativas por unidade de área ou fração

*quando não mencionado, considerar todas as váriaveis especificadas no sistema internacional de unidades (SI).

	molar do óleo no refrigerante.
n_s	expoente utilizado no modelo de HAIDER & WEBB (1997)
p	pressão
$\frac{\dot{q}}{A}$	fluxo de calor
R	constante do gás
R_0	raio da bolha segundo equação de Laplace
R_p	rugosidade média aritmética da superfície, (μm)
r	expoente Eqs. (2.13), (2.29) e distância radial do ponto de estagnação definida na Fig. (2.3)
r_s	raio da cavidade ativa para a qual o número de cavidades ativas torna-se igual a 1 por unidade de área.
s	fator de influência devido as propriedades físicas da parede definida na Eq. (2.11), expoente Eq. (2.13), (2.29) e (3.2)
T	temperatura
T_∞	temperatura do líquido a uma certa distância da parede aquecida
t	tempo
u	expoente Eqs. (1.1) e (2.50)
u_∞	velocidade radial da borda externa da camada limite hidrodinâmica
V	volume
v	volume específico
w	variável definida na Eq. (2.76)
X	variável definida na Eq. (2.52) e (2.53)
y	distância
Z	constante utilizada nas Eq. (2.52) e (2.53)
z	espessura da camada limite de difusão
z_{crit}	fator de compressibilidade no ponto crítico

*quando não mencionado, considerar todas as variáveis especificadas no sistema internacional de unidades (SI).

Números Adimensionais

Ar	número de Arquimedes	$= \left(\frac{g}{v^2} \right) \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho \cdot g} \right)^{1/2}$
Gr	número de Grashof	$= \frac{g \cdot \gamma \cdot (T_w - T_{sat}) \cdot L^3}{v^2}$
Ja	número de Jakob	$= \frac{C_p \cdot (T_w - T_{sat})}{h_{lv}}$
Nu	número de Nusselt	$= \frac{h \cdot L}{k}$
Pr	número de Prandtl	$= \frac{C_p \cdot \mu}{k}$
Ra	número de Rayleigh	$= Pr \cdot Gr$
Re	número de Reynolds	$= \frac{G \cdot L}{\mu}$
St	número de Stanton	$= \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$

Símbolos gregos

α	difusividade térmica
β	ângulo de contato entre a superfície aquecida e a bolha
X	variável definida na Eq. (2.39)
χ	difusividade massica
γ	coeficiente térmico de expansão volumétrica
γ_b	adimensional definido por BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996)
ΔT	superaquecimento da parede, $(T_w - T_{sat})$
δ	espessura da camada limite térmica
μ	viscosidade dinâmica

*quando não mencionado, considerar todas as variáveis especificadas no sistema internacional de unidades (SI).

μ^*	viscosidade dinâmica a pressão normal de saturação
ν	viscosidade cinemática
ρ	densidade
σ	tensão superficial
Φ	fração volumétrica
ϕ	ângulo da aleta definido na Fig. (2.14)
θ	variável definida no modelo de BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996)
φ	variável definida na Eq. (2.39)
ω	concentração em massa de óleo ou fator acêntrico de Pitzer
ξ	parâmetro característico do refrigerante

Subscritos

<i>as</i>	relativo a solução assintótica da camada limite térmica
<i>atm</i>	referido à pressão atmosférica normal
<i>b</i>	referido ao diâmetro de desprendimento da bolha
<i>bn</i>	relativo a ebulição a pressão normal de saturação
<i>c</i>	relativo ao período de crescimento da bolha
<i>cn</i>	relativo à convecção natural
<i>cond</i>	relativo à condução
<i>crit</i>	referido às propriedades críticas
<i>e</i>	referido ao período entre o desprendimento da bolha e o início do crescimento
<i>eb</i>	relativo à ebulição
<i>eff</i>	relativo à concentração efetiva de óleo
<i>em</i>	relativo à evaporação da microcamada
<i>f</i>	relativo ao ponto de congelamento a pressão atmosférica

*quando não mencionado, considerar todas as variáveis especificadas no sistema internacional de unidades (SI).

	normal
<i>i</i>	índice
<i>l</i>	referido ao refrigerante líquido
<i>m</i>	relativo à mistura refrigerante/óleo
<i>mc</i>	referido à micro-convecção
<i>ol</i>	referido ao óleo lubrificante
<i>r</i>	referido à propriedade reduzida
<i>sat</i>	relativo à saturação
<i>t</i>	referido à transição
<i>v</i>	vapor
<i>w</i>	relativo à parede
0	valor de referência ou valor inicial

*quando não mencionado, considerar todas as variáveis especificadas no sistema internacional de unidades (SI).

Resumo

RIBATSKI, G. *Estudo da Transferência de calor em ebulição nucleada de refrigerantes halogenados*. São Carlos, 1998. 188p. Dissertação (mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A otimização do projeto de evaporadores inundados para aplicações frigoríficas requer a adequada determinação do coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada. Este trabalho, através da literatura aberta, visou um extenso estudo do coeficiente de transferência de calor, revelando dois tipos de correlações: (1) estritamente empíricas, baseadas no ajuste da curva à bancos de dados experimentais; (2) semi-empíricas, baseadas em modelos físicos, mas com ajuste de coeficientes numéricos aos dados experimentais. Foram verificadas significativas discrepâncias entre as correlações, refletindo o ponto de vista do autor com relação ao mecanismo físico da ebulição nucleada ou tendências particulares dos dados experimentais. Em adição à pesquisa bibliográfica, foi realizada uma análise preliminar do procedimento de Cooper com o desenvolvimento de uma correlação para refrigerantes halogenados. Esta foi determinada utilizando dois diferentes bancos de dados compostos por refrigerantes de baixa pressão, tais como R-11, R-113 e R-114. Tal procedimento, necessitou o desenvolvimento de correlações para as propriedades de transporte dos refrigerantes escritas em termos da temperatura e pressão reduzidas. Estas são caracterizadas pela simplicidade e precisão, adequando-se à diferentes refrigerantes pela simples alteração de coeficientes numéricos. Finalmente, analisou-se dois importantes aspectos na ebulição nucleada de refrigerantes: os efeitos do óleo de lubrificação do compressor e as superfícies intensificadoras da transferência de calor.

Palavras chaves: ebulição nucleada, refrigerantes halogenados, superfícies intensificadoras, misturas refrigerante/óleo

Abstract

RIBATSKI, G. *Study of nucleate pool boiling heat transfer of halogenated refrigerants*. São Carlos, 1998. 188p. Dissertação (mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The optimized design of flooded evaporators for refrigeration applications requires an adequate determination of the nucleate pool boiling heat transfer coefficient of the refrigerant. This study has been focused on an extensive analysis of the aforementioned heat transfer coefficient. A literature survey has revealed two types of correlations: (1) strictly empirical, based on experimental data bank curve fitting; and (2) semi-empirical, based on physical model but with numerical coefficients fitted with experimental data. Significant discrepancies have been noted between correlations, reflecting either the point of view of the author regarding the physical mechanism of nucleate boiling or particular trends of experimental data. In addition to the literature survey, a preliminary analysis of the Cooper's procedure has been performed with the development of a correlation for halogen refrigerants, based on data obtained elsewhere from two different experimental set ups involving low pressure refrigerants such as the R-11, R-113 and R-114. This procedure requires correlations of the transport properties of the refrigerants written in terms of reduced pressure and temperature. Correlations developed in this study are straightforward, accurate and fitted to different refrigerants by simply changing numerical coefficients. Finally, an analysis of two important aspects of the nucleate boiling phenomena of refrigerants has been performed, namely those related to effects on the heat transfer coefficient of the compressor lubrication oil and heat transfer enhancement devices.

Key words : pool boiling, halogenated refrigerants, enhancement surfaces, mixtures refrigerants/oil

CAPÍTULO 1 - Introdução

1.1- Delineamento do Problema

Estudos da transferência de calor em Ebulição Nucleada, desde a primeira Curva de Ebulição obtida por NUKIYAMA (1934), continuam a representar uma significativa parte das publicações em periódicos, conferências e simpósios. Este mecanismo de transferência de calor pode ser encontrado em aplicações frigoríficas associadas a evaporadores inundados, conforme o descrito na Fig. 1.1, onde o refrigerante muda de fase do lado externo do tubo, resfriando conseqüentemente o fluido que escoar em seu interior. Por outro lado, nas regiões de baixo título da Ebulição Convectiva, a Ebulição Nucleada apresenta-se como um dos mecanismos importantes na transferência de calor. As razões para o contínuo interesse neste mecanismo de transferência de calor, podem ser, entre outras, as seguintes:

- Constitui-se num modo eficiente de transferência de calor e, como tal, é utilizado em resfriamento de vários sistemas.
- O desenvolvimento de novos refrigerantes em substituição aos CFCs (R-11, R-12, R-114, R-115 e R-502), apontados como responsáveis pela depleção na camada de ozônio. A indústria de ar condicionado, refrigeração e de bombas de calor vem substituindo-os por HCFCs (R-22 e R-123), HFCs (R-134a, R-152a) e refrigerantes naturais (hidrocarbonetos e amônia). Estas mudanças envolvem, além do desenvolvimento de novos equipamentos, a readequação dos que já se encontram em uso.

- Vai de encontro à necessidade de otimização dos componentes e do próprio sistema que compõe o ciclo frigorífico, tendo como objetivos significativas reduções no custo do produto e incremento da eficiência, com implicações importantes tanto na racionalização do consumo energético como no meio ambiente.
- É um fenômeno complexo, e como tal, continua a desafiar grande número de pesquisadores.

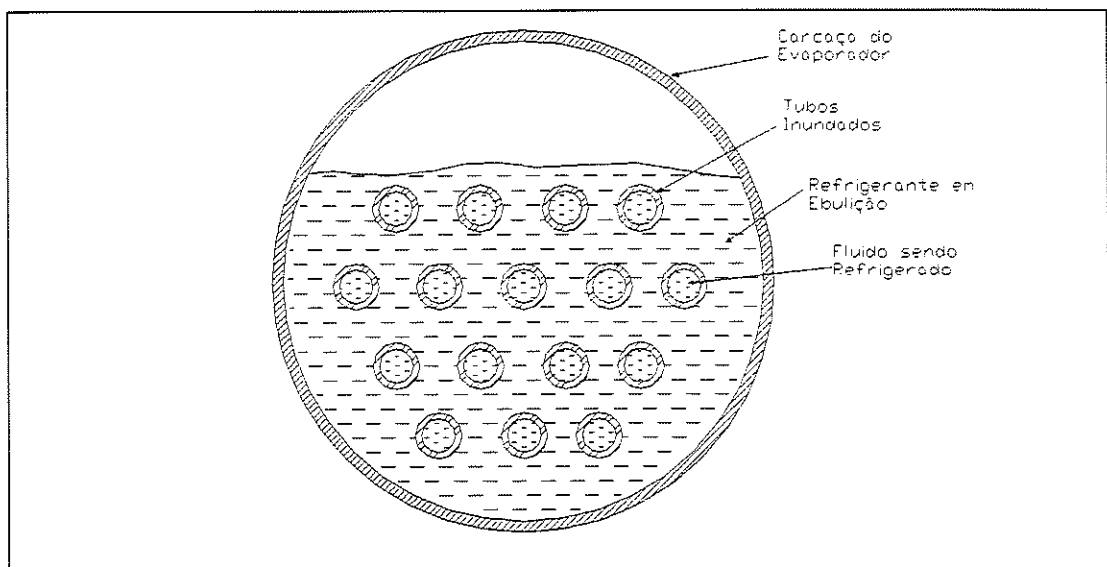


Figura 1.1- Evaporador Inundado.

Ao contrário dos trabalhos desenvolvidos nas décadas de 50 e 60, ultimamente, poucos estudos tem objetivado desvendar o processo físico da ebulição. A maioria visa apenas correlacionar resultados experimentais através de vários parâmetros de ajuste. Estas correlações geralmente proporcionam bons resultados e são de aplicação relativamente fácil. No entanto, sua aplicabilidade é limitada à faixa de parâmetros para a qual foram desenvolvidas. Por outro lado, correlações mais genéricas, envolvendo grande número de constantes empíricas podem até apresentar bons resultados para uma ampla faixa de condições operacionais, mas apresentam dificuldades na aplicação.

Conclui-se, assim, que a obtenção de uma correlação que permita fácil utilização e seja válida para o maior número de aplicações possíveis deveria ser o objetivo final de qualquer estudo. Dentro deste contexto, como resultado de uma análise da bibliografia aberta, o presente trabalho tem por objetivo o desenvolvimento de uma correlação para o coeficiente de transferência de calor de refrigerantes halogenados, que satisfaça, na medida do possível, as necessidades das aplicações frigoríficas da Ebulição Nucleada.

1.2- Noções Preliminares.

1.2.1- Curva de Ebulição

NUKIAMA (1934) foi o primeiro a identificar os distintos regimes de ebulição, utilizando um equipamento rudimentar em face da tecnologia atual, composto por um fio horizontal de platina imerso num banho de água, ao qual era aplicada uma corrente elétrica. Mediram-se as temperaturas do banho, através da pressão de saturação, e do fio, através de sua resistência elétrica, com o auxílio de uma ponte de Wheatestone. Conhecendo-se previamente a corrente elétrica e a tensão aplicada ao fio, obteve-se a potência dissipada, construindo-se, assim, uma curva de $\frac{\dot{q}}{A}$ vs ΔT , denominada posteriormente na literatura de CURVA DE EBULIÇÃO. A Fig. 1.2 apresenta a Curva de Ebulição, à qual, com base no estudo fotográfico realizado por GAERTNER (1965), foi incorporada esquematicamente uma ilustração física dos distintos regimes. Estes caracterizam a ebulição, e podem ser divididos nos seis grupos apresentados a seguir:

- AB - CONVECÇÃO NATURAL, em que o calor é removido da superfície por convecção resultante de efeitos de empuxo.

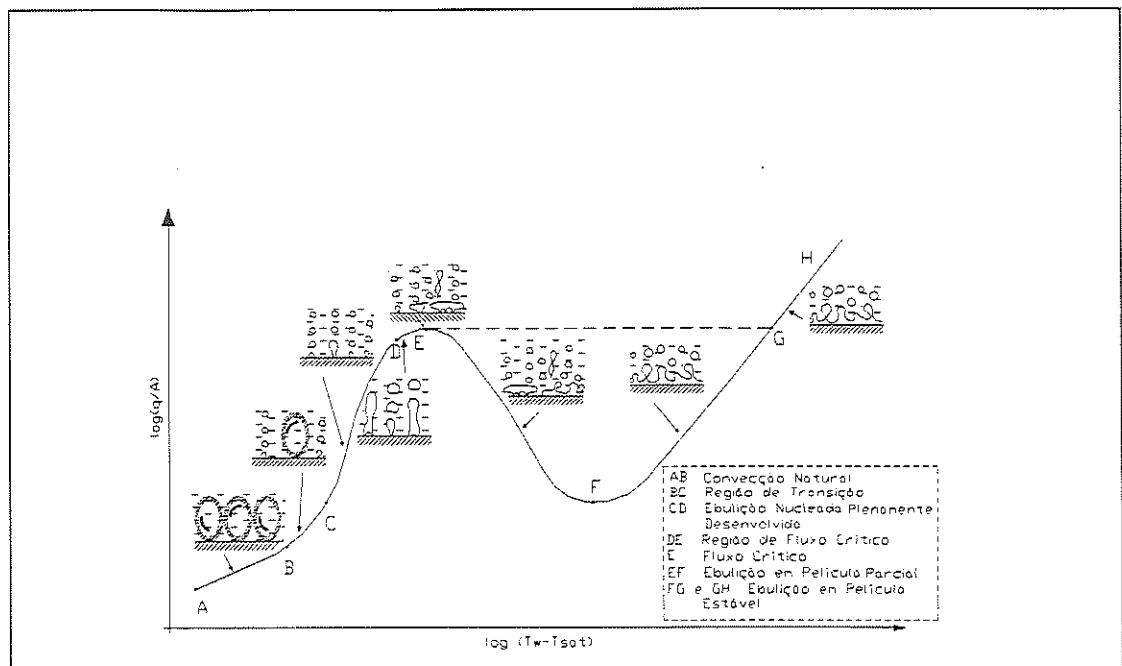


Figura 1.2- Curva de ebulição.

- BC - EBULIÇÃO NUCLEADA PARCIAL (transição). O início da Ebulição Nucleada ocorre quando o superaquecimento da superfície é suficiente para promover a nucleação de vapor na superfície aquecida. O mecanismo de transferência de calor por Convecção Natural é o principal responsável pela remoção de calor da superfície, embora já existam algumas cavidades ativas. A curva da Fig. 1.2 corresponde a uma superfície previamente submetida a ebulição, apresentando um bom número de cavidades previamente ativadas. Caso contrário, o superaquecimento necessário para a ativação das cavidades seria superior e a Curva de Ebulição apresentaria uma descontinuidade como a indicada na Fig. 1.3.
- CD - EBULIÇÃO NUCLEADA PLENAMENTE DESENVOLVIDA ou simplesmente EBULIÇÃO NUCLEADA. Esta região, objeto de estudo do presente trabalho se caracteriza por apresentar elevadas variações no fluxo de calor, para pequenas variações no superaquecimento. Para baixos fluxos de calor a superfície aquecida apresenta um número relativamente reduzido de cavidades ativas fazendo com que surjam colunas de bolhas relativamente

isoladas na superfície. Para elevados fluxos de calor, região (DE), tem-se o incremento do número de cavidades ativas, com colunas de bolhas começando a coalescer, do que resultam colunas de vapor e estruturas de vapor semelhantes a cogumelos.

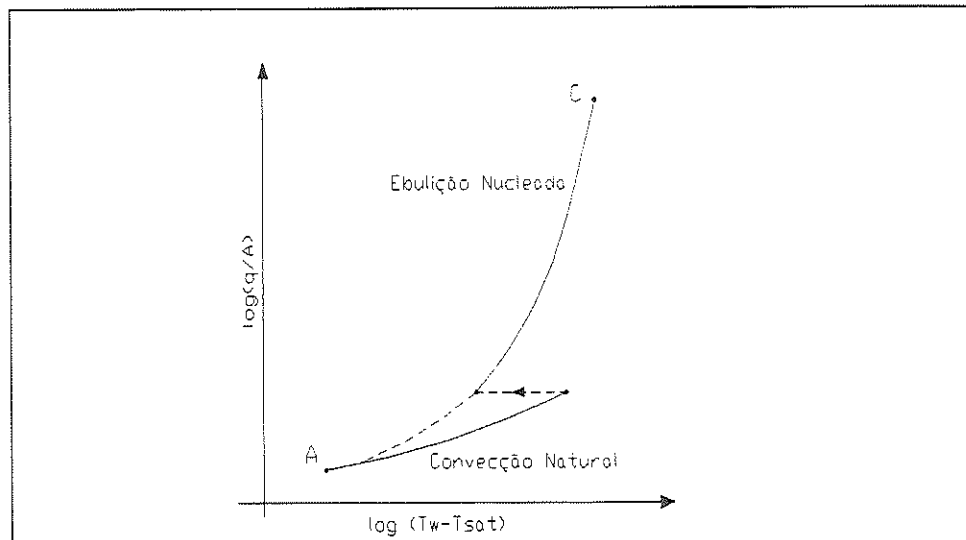


Figura 1.3- Transição entre os regimes de Convecção Natural e Ebulição Nucleada.

- E - FLUXO CRÍTICO DE CALOR. Corresponde ao estado que marca o limite superior da Ebulição Nucleada, cuja característica física é a dificuldade de suprimento de líquido à superfície aquecida, tendo como resultado um significativo aumento da temperatura desta.
- EF - REGIME DE TRANSIÇÃO (transição entre Ebulição Nucleada e Ebulição em Película). A transição é caracterizada pela existência de colunas instáveis de vapor sobre a superfície de aquecimento que proporcionam o desprendimento de grandes bolsões de vapor a intervalos aproximadamente regulares. Sendo uma região instável, é obtida somente em condições especiais, onde o parâmetro de controle é a temperatura da superfície, como ocorreria com aquecimento por vapor. No caso do aquecimento elétrico ou nuclear, quando a região de fluxo crítico é atingida, uma elevação do fluxo de calor (por menor que seja) promoverá a formação de um bolsão de vapor

junto a superfície, o qual isolará termicamente a região. Com o fluxo de calor mantido, a temperatura superficial dá um salto, do ponto E até o ponto G, indicado na Fig. 1.2 por uma linha tracejada.

- FG e GH – EBULIÇÃO EM PELÍCULA E EM PELÍCULA ESTÁVEL. Estas regiões são caracterizadas por um filme de vapor em torno da superfície aquecida. Na Ebulição em Película a transferência de calor entre a superfície aquecida e o líquido se dá por Condução e Convecção através do filme de vapor. A radiação passa a constituir-se no mecanismo principal com o incremento da temperatura da superfície, região denominada na literatura de Ebulição em Película Estável, GH. O vapor é removido do filme através de bolhas que se destacam a intervalos regulares, além do acúmulo, do que resulta um aumento da espessura da película.

Embora os regimes compreendidos pelos pontos E e H encontrem diversas aplicações, uma discussão mais detalhada está fora do escopo deste trabalho, o qual se limitará ao regime de Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida, típico das aplicações frigoríficas.

1.2.2- Fatores que Influenciam o Coeficiente de Transferência de Calor em Ebulição Nucleada

No mecanismo de Ebulição Nucleada, diversos parâmetros podem afetar o processo, tais como: propriedades termo-físicas do fluido; características da superfície aquecida; fluxo de calor; pressão de operação; aceleração gravitacional local. Sendo que, para uma determinada situação, a variação de apenas um desses parâmetros pode alterar o coeficiente de transferência de calor em valores superiores a 100%. Diante disto e para uma melhor compreensão dos capítulos seguintes, um sumário dos parâmetros mais importantes é apresentado a seguir:

1.2.2.1- Geometria, Material e Espessura da Superfície

A Ebulição Nucleada em baixos fluxos de calor se caracteriza por um mecanismo de transferência de calor em que predominam os efeitos convectivos monofásicos. A importância relativa desses mecanismos depende das características geométricas da superfície. Experimentos demonstram que, para Ebulição Nucleada parcial, em condições semelhantes, o coeficiente de transferência de calor para uma superfície inclinada, é superior ao correspondente à mesma superfície posicionada horizontalmente. Tal comportamento é, provavelmente, devido à alteração da camada limite térmica em consequência da inclinação que facilita o escorregamento das bolhas ao longo da superfície aquecida. Já, para a Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida, devido ao grande número de cavidades ativas, a orientação da superfície aquecida não é importante.

Os estudos de Ebulição Nucleada têm sido realizados para diferentes geometrias. Entre as mais utilizadas podem ser citadas: fios metálicos; superfícies cilíndricas tubulares; superfícies planas retangulares e circulares. A geometria* parece exercer influência significativa no coeficiente de transferência de calor, especialmente, para a região de baixos fluxos de calor. Em seu banco de dados, elaborado a partir de resultados experimentais próprios e da literatura, COOPER (1984) verificou que, sistematicamente, o coeficiente de transferência de calor para superfícies cilíndricas horizontais de cobre era superior de um fator 1,7 em relação às demais combinações de material e geometria utilizadas. É possível que o formato da superfície exerça alguma influência na transição de Convecção Natural para Ebulição Nucleada. No entanto, não existem dados suficientes na literatura para uma conclusão mais aprofundada.

* Trabalhando com um tubo de cobre recoberto por uma folha de latão perfurada, PALM (1991) obteve coeficientes de transferência de calor 300% superiores àqueles para a superfície sem recobrimento. PALM (1991) investigou o R-11 à pressão atmosférica normal e fluxos de calor variando entre 10 e 15 kW/m²

As propriedades do material da superfície associadas à inércia térmica (densidade e calor específico) parecem influenciar a taxa de transferência de calor, pois podem intensificar ou amortecer a variação da temperatura superficial durante os períodos de espera e crescimento de bolha e o perfil de temperaturas no interior da parede, influenciando, conseqüentemente, a freqüência de desprendimento de bolhas. GORENFLO (1994) considerou esta influência e definiu um coeficiente de “penetração térmica”, função da condutividade térmica, calor específico e densidade do material que compõe a superfície aquecida. Já, COOPER (1984) não observou uma relação direta entre o coeficiente de transferência de calor e as propriedades do material da parede. Estas conclusões conflitantes podem ser resultado da interação entre o fluido em ebulição, o material da parede e sua espessura. Assim, como exemplo, para o caso de refrigerantes halogenados e superfícies comerciais, geralmente constituídas de cobre, estes parâmetros podem ser considerados desprezíveis.

A espessura da parede pode ser considerada importante, pois também está associada à inércia térmica e afeta diretamente a variação de temperatura da superfície aquecida e, conseqüentemente, o mecanismo físico de transferência de calor. Assim, verificou-se que a espessura da parede tende a afetar o valor do fluxo crítico de calor, fazendo com que este diminua em paredes de maior espessura. Segundo DHIR (1991), alguns autores correlacionaram o fluxo crítico de calor com a condutividade térmica, calor específico e espessura do material, parâmetros associados à inércia térmica da parede, como anteriormente observado.

1.2.2.2- Acabamento Superficial

Um grande número de estudos comprovam a influência do acabamento superficial no desempenho térmico da superfície. Tem sido constatado que, com o aumento da rugosidade, a Curva de Ebulição é

deslocada para a esquerda, resultando superaquecimentos menores para um mesmo fluxo de calor. Tal comportamento parece determinado pelo maior número de cavidades ativas proporcionado por uma superfície rugosa. Segundo BIER (1968) apud DHIR (1991), utilizando R-11 em seus experimentos e testando superfícies com quatro diferentes rugosidades, a relação entre o coeficiente de calor e a rugosidade resultou aproximadamente do tipo:

$$h \approx R_p^u \quad (1.1)$$

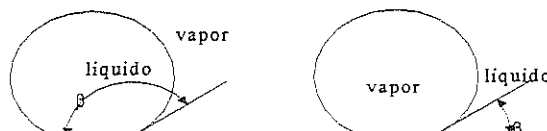
onde R_p é a rugosidade média superficial.

1.2.2.3- Ângulo de Contato

O incremento da capacidade do fluido de molhar a superfície pode ser caracterizado pela diminuição do ângulo de contato, β^* . Com a redução do ângulo β , a capacidade de retenção de vapor nas cavidades junto a superfície diminui em virtude do líquido molhar melhor a superfície. Isto faz com que a Curva de Ebulição seja deslocada para a direita. A transição entre Convecção Natural e Ebulição Nucleada, segundo DHIR (1991), para líquidos que molham melhor uma superfície, ocorre para superaquecimentos maiores. Este comportamento ocorre devido ao preenchimento das cavidades maiores com líquido, restando assim certa quantidade de vapor apenas nas cavidades menores, as quais exigem uma maior energia de ativação. O nível da histerese, diferença entre as curvas de aquecimento e resfriamento de uma

* O ângulo de contato β é definido como aquele delimitado pela interface líquido-vapor e a superfície, sendo medido a partir da região da superfície em contato com o líquido. A determinação do ângulo de contato e sua relação com a capacidade do líquido de molhar a superfície são ilustrados abaixo:

$0 < \beta < \pi/2 \Rightarrow$ o líquido molha a superfície
 $\pi/2 < \beta < \pi \Rightarrow$ o líquido não molha a superfície



superfície sob regime de Ebulição Nucleada, também é incrementado com a diminuição do ângulo de contato. A Fig. 1.4 ilustra a influência do ângulo de contato no comportamento da curva de ebulição para dois fluidos com distintas características de interação com a superfície, caracterizadas pelo ângulo de contato.

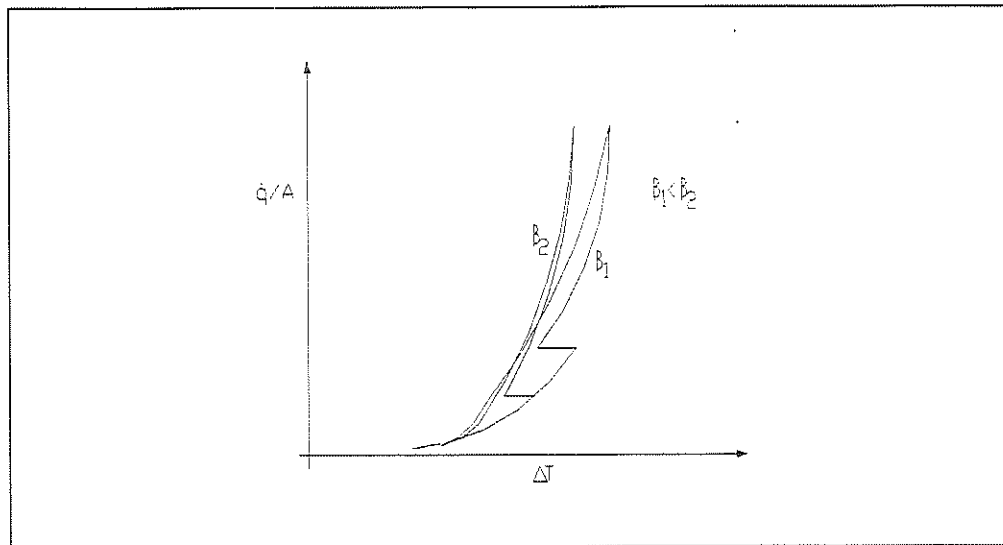


Figura 1.4- Influência do ângulo de contato β na Curva de Ebulição.

1.2.2.4- Contaminação da Superfície

Superfícies de transferência de calor com longos períodos de ebulição tendem a sofrer mudanças físico-químicas. Estas mudanças podem alterar o coeficiente de transferência de calor e são resultado dos seguintes agentes: deposição de material inerte na superfície; reações químicas lentas da superfície com os gases dissolvidos no líquido ou com o vapor; reações químicas fortes do metal com soluções eletrolíticas concentradas. Estes dois últimos processos, ocorrendo durante longos períodos de tempo, podem causar perda de material e erosão. A danificação da superfície, resultante desses processos, e a deposição de material podem afetar as características de

nucleação, alterando o ângulo de contato entre a interface líquido-vapor e a superfície aquecida, o que pode determinar a desativação de cavidades ou, até mesmo, a ativação de novas cavidades.

1.2.2.5- Pressão do Sistema

Como pode ser demonstrado por modelos de nucleação heterogênea*, a elevação da pressão tende a reduzir o superaquecimento da superfície aquecida necessário para a nucleação. Tal característica desloca a Curva de Ebulição para a esquerda. Deste modo, conforme será analisado nos próximos capítulos, a pressão é um fator de grande importância na predição do coeficiente de transferência de calor. Nas correlações que visam a determinação do coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada, a pressão pode ser encontrada explícita ou implicitamente, sendo, neste caso, através das propriedades do fluido. Para baixas pressões, a interação entre os efeitos de rugosidade e pressão é intensificada. Este comportamento é resultante do aumento da tensão superficial, o qual devido a efeitos capilares, facilita a retenção de certa quantidade de vapor nas cavidades maiores. Assim, além da necessidade de um menor superaquecimento para a nucleação nestas cavidades, próximas nucleações são favorecidas.

1.2.2.6- Gravidade Local

A magnitude e a direção da aceleração gravitacional influenciam fatores como a hidrodinâmica convectiva, a camada limite térmica e a trajetória das bolhas. Estes efeitos exercem grande influência no desempenho térmico da superfície, principalmente, para regimes de baixos fluxos de calor,

*Nucleação heterogênea é aquela em que a mudança de fase é um processo que não depende exclusivamente das condições termodinâmicas, uma vez que agentes externos passam a interferir no processo, fazendo com que a formação de bolhas ocorra nas superfícies aquecidas ou elementos estranhos ao líquido.

onde a Convecção Natural é responsável por uma grande parcela do calor transferido. Já para Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida, com a redução da gravidade local, o tamanho da bolha tende a ser significativamente incrementando. Isto ocorre devido a diminuição das forças de empuxo que atuam sobre a bolha. Desta forma a área de contato entre a superfície e o líquido é reduzida, aumentando-se, conseqüentemente, a resistência térmica e o superaquecimento. Assim, com a diminuição da aceleração gravitacional a Curva de Ebulição se desloca para a direita.

Sob condições de microgravidade (acelerações gravitacionais da ordem de 1% da aceleração gravitacional terrestre normal), diversos são os fatores que podem afetar a transferência de calor. Embora eles não sejam ainda totalmente conhecidos na literatura aberta, destacam-se os seguintes: forças de termocapilaridade e vibrações. OKA (1995), através de experimentos com o R-113 sob condições de microgravidade, verificou uma redução de cerca de 40% no coeficiente de transferência de calor no regime de Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida, comparado ao valor obtido para condições de gravidade normal. O autor justificou tal comportamento como resultado da formação de bolhas grandes e de difícil desprendimento, o que, além de reduzir a frequência de desprendimento, aumentaria a resistência térmica junto a parede aquecida.

1.2.2.7- Subresfriamento do Líquido

A Fig. 1.5 ilustra o comportamento da Curva de Ebulição caso o líquido no banho estivesse subresfriado, ao invés de saturado, como normalmente admitido. É importante destacar que o eixo das abscissas continua sendo em termos de ΔT^* . Este comportamento é justificado através do incremento da taxa de transferência de calor convectiva com o

* Segundo nomenclatura adotada $\Delta T = T_w - T_{sat}$

subresfriamento do líquido, influenciando o início da Ebulição Nucleada e seu comportamento para baixos fluxos de calor. Disto resulta, conforme ilustrado na Fig. 1.5, que a Curva de Ebulição para os regimes de Convecção Natural e Ebulição Nucleada parcial, apresente-se em uma posição à esquerda para a ebulição em líquido subresfriado em relação à ebulição saturada. No entanto, para fluxos de calor característicos de Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida, as curvas para ebulição saturada e subresfriada colapsam, sugerindo que, para este regime, a parcela de transferência de calor devida ao mecanismo estritamente convectivo monofásico é desprezível.

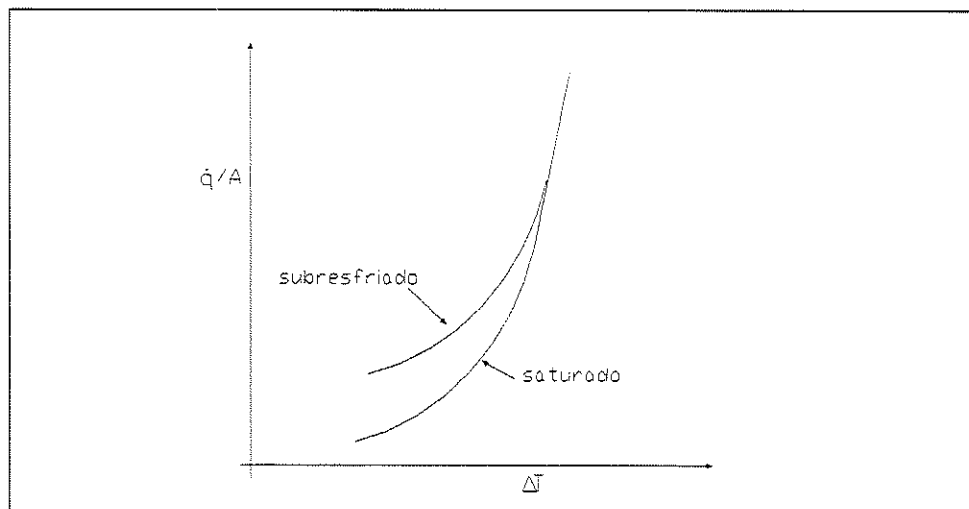


Figura 1.5- Influência do subresfriamento do fluido na Curva de Ebulição.

1.3- Apresentação do Trabalho

O processo de Ebulição Nucleada, como anteriormente verificado, envolve um elevado número de parâmetros, sendo ainda, apesar da extensa literatura existente, uma área rica para novos estudos e de importância significativa em aplicações industriais. Isto ressalta a importância do presente trabalho, o qual visa, além de uma abrangente análise bibliográfica, o desenvolvimento de uma correlação simplificada, baseada em uma analogia

com a “Lei dos Estados Correspondentes” aplicada aos refrigerantes halogenados.

O presente trabalho foi desenvolvido em cinco capítulos, dos quais se fará um breve sumário a seguir:

- **Capítulo 1.** Apresentação do problema e breve discussão sobre os fundamentos da Ebulição Nucleada.
- **Capítulo 2.** Estudo exaustivo dos modelos de transferência de calor em Ebulição Nucleada encontrados na literatura, finalizando com uma minuciosa comparação entre os mesmos. A análise prossegue com uma discussão de dois pontos atuais e de fundamental importância na avaliação do desempenho de evaporadores inundados: superfícies intensificadoras da transferência de calor; e o efeito do óleo dissolvido no refrigerante líquido.
- **Capítulo 3.** São propostas correlações inéditas para determinação das propriedades de transporte dos refrigerantes halogenados. Estas correlações são comparadas com um extenso número de correlações existentes na literatura, apresentando excelentes resultados. As correlações elaboradas neste trabalho, a partir de proposta de COOPER (1982), são baseadas em uma analogia da “Lei dos Estados Correspondentes” e servem como embasamento para o desenvolvimento do Capítulo 4.
- **Capítulo 4.** Desenvolvimento de uma correlação específica para refrigerantes halogenados, baseada no modelo generalizado de COOPER (1984). Esta correlação é minuciosamente comparada às correlações existentes na literatura e com um banco de dados experimentais disponível.
- **Capítulo 5.** Sumário das conclusões mais importantes deste trabalho. Também são propostas sugestões para futuras pesquisas.

CAPÍTULO 2 - Levantamento Bibliográfico

2.1.- Introdução

A transferência de calor associada à Ebulição Nucleada se encontra em inúmeras aplicações científicas e industriais. Uma delas está relacionada aos resfriadores de água do tipo centrífugo, os quais apresentam evaporadores inundados, operando com água circulando no interior de tubos metálicos e refrigerante evaporando do lado externo através do mecanismo da Ebulição Nucleada. Durante a fase de projeto do evaporador, a avaliação precisa do coeficiente de transferência de calor é importante no sentido de propiciar um equipamento do tamanho e desempenho adequados à particular aplicação. No entanto, a predição do coeficiente de transferência de calor é difícil, devido a complexidade do fenômeno e ao número elevado de variáveis que o influenciam, tais como, pressão, propriedades de transporte do refrigerante, condições da superfície, temperatura de ebulição, impurezas etc. Nessas condições procurou-se fazer um levantamento bibliográfico o mais abrangente possível, do qual resultasse uma análise detalhada do mecanismo, além de um levantamento das correlações propostas para a avaliação do coeficiente de transferência de calor. Deste modo, no sentido de organizar os resultados do levantamento bibliográfico, o presente capítulo foi assim dividido:

- Estudo de correlações que visam a determinação do coeficiente de transferência de calor para refrigerantes puros.

- Análise do efeito de superfícies intensificadoras, para efeito comparativo, por proporcionarem uma melhora significativa da eficiência térmica quando comparadas às superfícies lisas e por terem sido recentemente objeto de análise por parte de um elevado número de estudos.
- Análise da influência do óleo de lubrificação do compressor em solução no refrigerante. O óleo lubrificante em solução no refrigerante tende a alterar de forma drástica o desempenho do evaporador, como resultado de seu efeito no coeficiente de transferência de calor.

2.2- Modelos para a Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor para Refrigerantes Puros

2.2.1- Introdução

Os métodos de determinação do coeficiente de transferência de calor podem ser classificados em dois tipos básicos: empíricos e semi-empíricos. O primeiro é baseado estritamente em correlações de bancos de dados experimentais. Já os modelos semi-empíricos são baseados em modelos físicos elaborados segundo a ótica fenomenológica do autor e ajustados por intermédio de resultados experimentais.

2.2.2- Correlações Empíricas

As correlações empíricas são resultado de análises de regressão sobre um grande número de dados, os quais podem ser experimentais ou, até mesmo, resultantes de alguma correlação anterior. Tais correlações, embora não sejam baseadas em modelos físicos, apresentam uma boa precisão, podendo ser consideradas genéricas, dependendo da abrangência do banco de dados utilizado.

2.2.2.1- Correlação de STEPHAN & ABDELSALAM (1978)

Considerando a dificuldade na determinação dos fenômenos físicos que regem a transferência de calor em Ebulição Nucleada, os autores propuseram um modelo estritamente empírico, baseado em um banco de dados com aproximadamente 5000 pontos experimentais, composto por fluidos que, devido às suas características, foram divididos em 4 grupos (água, hidrocarbonetos, fluídos criogênicos e refrigerantes halogenados).

Os autores utilizaram o princípio de que certo número de propriedades de transporte caracterizam o processo de transferência de calor, influenciando variáveis como o número de cavidades ativas, frequência de desprendimento de bolhas, energia necessária para o crescimento da bolha e grau de agitação do líquido junto a parede. Construíram, assim, produtos de grupos adimensionais, escolhendo os mais característicos para cada grupo de substâncias.

Para os refrigerantes halogenados, os autores obtiveram melhores resultados utilizando os seguintes adimensionais, comuns à maioria das correlações :

- Número de Prandtl, relacionando os efeitos de difusividade térmica e de quantidade de movimento.
- Número de Reynolds, relativo à Ebulição Nucleada, associado ao efeito de agitação do líquido junto a parede na taxa de calor transferida.
- ρ_v/ρ_l , associado à expansão do refrigerante em virtude da mudança de fase.

Através de uma análise de regressão do banco de dados, utilizando esses produtos, obteve-se a Eq. (2.1), específica para refrigerantes halogenados.

$$Nu = 207 \cdot \left(\frac{\dot{q}/A \cdot d_b}{k_l \cdot T_{sat}} \right)^{0,745} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} \cdot \left(\frac{v_l}{\alpha_l} \right)^{0,533} \cdot R_p^{0,133} \quad (2.1)$$

$$\text{onde } d_b = 0,146 \cdot \beta \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2}$$

A correlação de STEPHAN & ABDELSALAN (1978) adota um diâmetro de desprendimento de bolha, d_b^* , em torno de dez vezes superior ao obtido pelo modelo desenvolvido por FRITZ e ENDE apud COLLIER (1981), dado por:

$$d_b = 0,0146 \cdot \beta \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (2.2)$$

Caso os autores STEPHAN & ABDELSALAN (1978) optassem por determinar d_b^* através da Eq. (2.2), precisariam alterar apenas a constante multiplicativa da Eq. (2.1), ajustando, assim, sua correlação ao banco de dados experimental anteriormente mencionado.

2.2.2.2- Correlação de COOPER (1984)

COOPER (1982) observou que as correlações geralmente são baseadas em produtos adimensionais de propriedades, ou desenvolvidas segundo o ponto de vista fenomenológico do autor. Analisando as propriedades físicas e de transporte da água, baseado na “lei dos estados correspondentes”, verificou ser possível predizê-las através de correlações do tipo:

$$(\text{propriedade})_i = p_r^{a_i} \cdot T_r^{b_i} \cdot (1 - T_r)^{c_i} \cdot 10^{e_i} \quad (2.3)$$

* Para ambas as correlações que visam determinar d_b , o ângulo β é especificado em graus.

ou

$$(\text{propriedade})_i = p_r^{a_i} \cdot (-\log_{10} p_r)^{d_i} \cdot 10^{e_i} \quad (2.4)$$

Confirmando a possibilidade de desenvolvimento de uma correlação que não envolva um modelo físico do fenômeno de Ebulição Nucleada, mas a natureza das propriedades de saturação, COOPER (1982) mostrou que é possível propor uma correlação do tipo:

$$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^m} = \text{Constante} \cdot p_r^A \cdot (-\log_{10} p_r)^B \quad (2.5)$$

COOPER (1984) obteve uma correlação precisa e de fácil aplicação utilizando um banco de dados experimentais e obtendo, através de análise de regressão linear, os parâmetros numéricos da Eq. (2.5). Seus resultados podem ser expressos pela seguinte correlação:

$$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,67}} = 55 \cdot p_r^{0,12-0,2 \cdot \log R_p} \cdot (-\log p_r)^{-0,35} \cdot M^{-0,5} \quad (2.6)$$

Para superfícies cilíndricas de cobre, COOPER (1984) sugere multiplicar o lado direito da Eq. (2.6) por 1,7.

As seguintes observações podem ser feitas a respeito do banco de dados utilizado por COOPER (1984):

- O coeficiente de transferência de calor é menor para fluidos com maior peso molecular.
- Ao contrário de STEPHAN & ABDELSALAN (1978), COOPER (1984) considerou os efeitos de interação da pressão de saturação com a rugosidade da superfície. Tais efeitos estão relacionados ao tamanho das cavidades ativas e a energia necessária para ativar os núcleos.

- Em seu banco de dados, COOPER (1984) não conseguiu identificar o efeito de forma da superfície, mas verificou que, para superfícies cilíndricas de cobre, o coeficiente era 1,7 vezes maior que para outras combinações de material e formato da superfície.

2.2.2.3-Correlação de GORENFLO et al (1994)

Os autores desenvolveram uma correlação empírica separando as influências relativas da pressão de saturação (F_p), fluxo de calor (F_q), e superaquecimento da parede (F_w), conforme a seguinte equação:

$$\frac{h}{h_0} = F_p \cdot F_q \cdot F_w \quad (2.7)$$

Adotou-se h_0 conforme norma ISO 4287/01:1984, determinado para um tubo de cobre com rugosidade aritmética média $R_{p0} = 0,4 \mu m$, pressão de referência igual a $p_{r0} = 0,1$, e um fluxo de calor de 20 kW/m^2 .

Através de dados experimentais, GORENFLO et al (1994) verificaram que os efeitos de parede podem ser divididos em duas partes: uma resultante das propriedades do material, F_{wm} , e a outra da rugosidade, F_{wr} , tal que os efeitos globais da superfície podem ser apresentados como:

$$F_w = F_{wr} \cdot F_{wm} \quad (2.8)$$

O estudo dos dados experimentais permitiu concluir que alterações na rugosidade não afetam somente o valor absoluto do fluxo de calor, mas também a relação entre a pressão absoluta e o próprio fluxo de calor. Assim, os fatores de influência da rugosidade e do fluxo de calor foram correlacionados pelas seguintes equações:

$$F_q = \left(\frac{\dot{q}/A}{(\dot{q}/A)_0} \right)^m \quad \text{onde} \quad m(p_r, R_p) = a - b \cdot p_r - c \cdot \ln(R_p) \quad (2.9)$$

$$F_{wr} = \left(\frac{R_p}{R_{p0}} \right)^{d-e \cdot p_r} \quad (2.10)$$

Para determinação dos efeitos de parede associados ao material, considerou-se que o mecanismo de transferência de calor na vizinhança da cavidade é devido à condução, concluindo-se experimentalmente que:

$$h \approx s^{0,5} \quad \text{onde} \quad s = k_w \cdot \rho_w \cdot Cp_w \quad (2.11)$$

Resultado semelhante seria obtido para uma “placa” considerada como um sólido semi-infinito, para a qual o fluxo de calor seria proporcional à $s^{0,5}$. “s”, através do produto $\rho_w \cdot Cp_w$, quantifica a inércia térmica da parede e, conseqüentemente, a variação da temperatura superficial. Já a condutividade térmica determina o gradiente de temperaturas através da parede. Assim, superfícies com elevados valores de “s” apresentam coeficientes de transferência de calor superiores. Deste modo, segundo os autores, é adequado escrever o fator devido ao efeito do material da parede como:

$$F_{wm} = \left(\frac{s}{s_0} \right)^{0,5} \quad (2.12)$$

Através da análise dos resultados experimentais disponíveis, GORENFLO et al (1994) concluíram que um incremento no diâmetro do tubo causa um aumento no coeficiente de transferência de calor, resultado

verificado por COOPER (1984), mas não incorporado ao seu modelo. Este fenômeno foi verificado em maior intensidade para baixos fluxos e pressões, fato atribuído pelos autores ao arraste das bolhas ao redor da superfície do tubo.

2.2.3- Correlações Semi-Empíricas

São baseadas em modelos físicos segundo a ótica fenomenológica do autor. Tais correlações, embora se apresentem como generalizadas, aplicam-se muitas vezes a situações particulares, características do banco de dados para o qual foram ajustadas. Tais modelos descrevem a física do processo parcialmente, uma vez que a transferência de calor durante a Ebulição Nucleada é resultado da ação concomitante de vários mecanismos. Dependendo de condições tais como, a magnitude de fluxo de calor, pressão, ângulo de contato entre a superfície e o líquido em ebulição, sub-resfriamento, etc, um ou mais mecanismos podem ser dominantes. Isto explica porque alguns modelos se ajustam perfeitamente a certas condições e falham em outras. Como exemplo, pode se citar o mecanismo da evaporação da microcamada, que, durante a década de 70 parecia solucionar todas as dúvidas sobre Ebulição Nucleada, e, hoje, é somente utilizado na ebulição de metais líquidos, dadas as características particulares desses fluidos.

Os mecanismos de transferência de calor normalmente utilizados em modelagem e discutidos detalhadamente na apresentação dos modelos são os seguintes:

- **Agitação do líquido promovida pelo desprendimento e colapso de bolhas.** Os modelos baseados neste mecanismo consideram que o principal responsável pela remoção de calor junto à superfície aquecida seria a convecção forçada local, resultante da agitação promovida pelo desprendimento e colapso de bolhas. Ou seja, devido à forte agitação

promovida pelas bolhas junto a superfície, o líquido junto a parede é constantemente renovado.

- **Evaporação de uma microcamada junto à base da bolha.** Este mecanismo baseia-se na hipótese de que as bolhas, ao crescerem, aprisionam uma camada de espessura muito reduzida de líquido junto à superfície aquecida. Nesse mecanismo ocorre a evaporação de líquido da microcamada e a condensação do vapor na parte superior da bolha, à semelhança de um tubo de calor (“Heat Pipe”), sendo este o principal mecanismo de remoção de calor da superfície aquecida.
- **Termocapilaridade.** Alguns modelos para transferência de calor em Ebulição Nucleada levam em consideração o mecanismo da termocapilaridade. Quando uma bolha se forma em uma cavidade da superfície de aquecimento, estabelecem-se movimentos de fluido junto à interface, líquido-vapor, à partir da parede. Esses escoamento de líquido em torno da bolha, ocorrem devido à gradientes de tensão superficial resultantes de gradientes térmicos. Daí o nome termocapilaridade.
- **Efeitos de micro-convecção.** Este mecanismo admite que durante a Ebulição Nucleada, a alta taxa de transferência de calor da superfície aquecida para o banho ocorre por escoamentos convectivos ou por micropulsões decorrentes do desprendimento e rápido crescimento das bolhas. Como consequência o líquido junto à superfície sofreria rápidos movimentos, ora em direção ao banho, ora em direção a superfície.

2.2.3.1- Modelo de FOSTER & ZUBER (1955)

FOSTER & ZUBER (1955) apud JABARDO (1988) desenvolveram um modelo baseado na micro-convecção como principal mecanismo responsável pela transferência de calor na superfície aquecida.

Este mecanismo consiste na remoção de calor através da Convecção Forçada promovida pelo movimento de expansão da bolha. Os autores definiram o coeficiente de transferência de calor em termos dos parâmetros adimensionais típicos da Convecção Forçada conforme equação abaixo:

$$Nu = C_1 \cdot Re^r \cdot Pr_l^s \quad (2.13)$$

onde

$$Re = \frac{d \cdot \frac{dd}{dt}}{\nu_l} \quad (2.14)$$

Evidentemente, definiu-se o número de Prandtl em termos das propriedades do líquido. Para o cálculo do número de Reynolds, Eq. (2.14), admitiu-se como dimensão característica o diâmetro instantâneo da bolha. A velocidade característica do líquido foi determinada como função da velocidade de crescimento da bolha. Resultados obtidos em modelos anteriormente propostos pelos autores proporcionaram os seguintes resultados:

$$d = 2 \cdot Ja \cdot (\pi \cdot \alpha_l \cdot t)^{1/2} \quad (2.15)$$

$$\frac{dd}{dt} = Ja \cdot \left(\frac{\pi \cdot \alpha_l}{t} \right)^{1/2} \quad (2.16)$$

onde, o número de Jakob, relacionando as taxas de calor latente e sensível transferida durante a mudança de fase de líquido para vapor, é definido como:

$$Ja = \frac{Cp_l \cdot (T_w - T_{sat})}{h_{lv}}$$

Determinou-se, assim, através da Eq. (2.14), o número de Reynolds independente do tempo, o mesmo não ocorrendo para o número de Nusselt, definido como:

$$Nu = \frac{h \cdot d}{k_l} \quad (2.17)$$

Deste modo, segundo JABARDO (1988), os autores definiram uma dimensão característica modificada, como:

$$d = R_0 \cdot \left[\frac{\rho_l \cdot \left(\frac{d}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{dd}{dt} \right)^2}{2 \cdot \sigma \cdot R_0} \right]^{1/4} \quad (2.18)$$

onde R_0 é o raio da bolha obtido da equação de Laplace:

$$R_0 = \frac{2 \cdot \sigma}{p_v - p_l} \quad (2.19)$$

Os expoentes r e s , da Eq. (2.13), foram determinados através da análise de regressão de um banco de dados, resultando iguais a 5/8 e 1/3 respectivamente. Assim, a correlação resultante é dada pela seguinte equação:

$$\frac{\dot{q}/A}{\rho_v \cdot h_{lv}} \cdot \left(\frac{\pi}{\alpha_l}\right)^{1/2} \cdot \left[\frac{\rho_l \cdot \left(\frac{2 \cdot \sigma}{p_v - p_l}\right)^3}{2 \cdot \sigma}\right]^{1/4} = C_1 \cdot \left[\frac{\rho_l}{\mu_l} \cdot \left(\frac{\Delta T \cdot k_l}{\rho_v \cdot h_{lv}}\right)^2 \cdot \frac{\pi}{\alpha_l}\right]^{5/8} \cdot \left(\frac{C_{p_l} \cdot \mu_l}{k_l}\right)^{1/3}$$

(2.20)

Para o coeficiente C_1 , obteve-se o valor 0,0015, avaliado para a água a pressões variando entre 1 e 50 bar. Embora a literatura não apresente um estudo sistemático, o coeficiente C_1 é presumivelmente influenciado pelas condições da superfície e do líquido em ebulição, da mesma forma que o C_{sf} proposto por ROHSENOW (1951), modelo apresentado a seguir.

2.2.3.2- Modelo de ROHSENOW (1951)

ROHSENOW (1951) desenvolveu um modelo considerando, como mecanismo responsável pela transferência de calor, a agitação do fluido junto a superfície aquecida devido ao desprendimento e colapso das bolhas, as quais, segundo o autor, deslocariam uma quantidade de líquido igual ao seu próprio volume. Considerou-se, primeiramente, que o calor é transferido através de condução diretamente da superfície para uma fina camada de líquido adjacente a parede. Com as bolhas servindo como agitadores, o autor pode assumir uma analogia com transferência de calor em Convecção Turbulenta Forçada, correlacionando, assim, o número de Nusselt em termos dos números de Reynolds e Prandtl. O número de Reynolds foi referido ao diâmetro de desprendimento da bolha, relacionando as forças de inércia e viscosas associadas a agitação turbulenta promovida pelas bolhas.

$$Re_b = \frac{G_b \cdot d_b}{\mu_l} \tag{2.21}$$

onde G_b é a velocidade mássica média do vapor deixando a superfície, determinada por :

$$G_b = \rho_v \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_b^3}{6} \right) \cdot f \cdot n \quad (2.22)$$

Pelo modelo de FRITZ & ENDE apud ROHSENOW (1951) determinou-se o diâmetro de desprendimento da bolha.

$$d_b = C_1 \cdot \beta \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (2.23)$$

Experimentalmente ROHSENOW & CLARK apud ROHSENOW (1951) verificaram que o calor removido da parede pela ação das bolhas é proporcional à quantidade de calor associada à evaporação de líquido para formação das bolhas, podendo ser escrito como:

$$\frac{\dot{q}}{A} = C_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_b^3}{6} \cdot \rho_v \cdot h_{lv} \cdot n \cdot f \quad (2.24)$$

Assim, combinando as Eq. (2.22) e (2.24), conclui-se que a velocidade mássica pode ser dada por:

$$G_b = \frac{\dot{q}/A}{C_2 \cdot h_{lv}} \quad (2.25)$$

Finalmente, combinando as Eq. (2.21) , (2.23) e (2.25), o autor determinou o número de Reynolds relativo ao diâmetro de desprendimento da bolha.

$$\text{Re}_b = \left(\frac{C_1}{C_2} \cdot \sqrt{2} \cdot \beta \right) \cdot \frac{\dot{q}/A}{h_{lv} \cdot \mu_l} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (2.26)$$

Ao contrário do número de Nusselt, o número de Stanton pode ser determinado independentemente do fluxo de calor, uma vez que:

$$\text{St}_b = \frac{\text{Nu}_b}{\text{Re}_b \cdot \text{Pr}_l} \quad (2.27)$$

$$\text{St}_b = \frac{C_2 \cdot h_{lv}}{C_{p_l} \cdot \Delta T} \quad (2.28)$$

Sendo o número de Nusselt função dos números de Reynolds e Prandtl e o número de Stanton definido conforme Eq. (2.27), o número de Stanton foi escrito somente como função dos números de Reynolds e de Prandtl, conforme indicado a seguir.

$$\text{St}_b = C_3 \cdot \text{Re}_b^r \cdot \text{Pr}_l^s \quad (2.29)$$

O autor combinou as Eq. (2.26), (2.28) e (2.29), obtendo a correlação final:

Finalmente, combinando as Eq. (2.21) , (2.23) e (2.25), o autor determinou o número de Reynolds relativo ao diâmetro de desprendimento da bolha.

$$\text{Re}_b = \left(\frac{C_1}{C_2} \cdot \sqrt{2} \cdot \beta \right) \cdot \frac{\dot{q}/A}{h_{lv} \cdot \mu_l} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{-0,5} \quad (2.26)$$

Ao contrário do número de Nusselt, o número de Stanton pode ser determinado independentemente do fluxo de calor, uma vez que:

$$\text{St}_b = \frac{\text{Nu}_b}{\text{Re}_b \cdot \text{Pr}_l} \quad (2.27)$$

$$\text{St}_b = \frac{C_2 \cdot h_{lv}}{C_{p_l} \cdot \Delta T} \quad (2.28)$$

Sendo o número de Nusselt função dos números de Reynolds e Prandtl e o número de Stanton definido conforme Eq. (2.27), o número de Stanton foi escrito somente como função dos números de Reynolds e de Prandtl, conforme indicado a seguir.

$$\text{St}_b = C_3 \cdot \text{Re}_b^r \cdot \text{Pr}_l^s \quad (2.29)$$

O autor combinou as Eq. (2.26), (2.28) e (2.29), obtendo a correlação final:

$$\frac{C_{p_l} \cdot \Delta T}{h_{iv}} = \left[\frac{C_3}{C_2} \cdot \left(\frac{\sqrt{2} \cdot C_1}{C_2} \cdot \beta \right)^r \right] \cdot \left\{ \frac{\dot{q}/A}{h_{iv} \cdot \mu_l} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \right\}^r \cdot \left(\frac{\mu_l \cdot C_{p_l}}{k_l} \right)^s \quad (2.30)$$

onde:

$$C_{sf} = \left[\frac{C_3}{C_2} \cdot \left(\frac{\sqrt{2} \cdot C_1}{C_2} \cdot \beta \right)^r \right] \Rightarrow \text{coeficiente de superfície/líquido} \quad (2.31)$$

Os valores r e s foram experimentalmente correlacionados, obtendo-se $r = 0,33$ e $s = 1,7$ para a maioria dos líquidos, com exceção da água, para a qual os valores que proporcionaram melhores resultados foram $s = 1,0$ e $r = 0,33$.

O coeficiente C_{sf} é função das características do par superfície/líquido, conforme pode ser observado na Eq. (2.31), onde o ângulo de contato β é um de seus fatores determinantes. Para a água em superfície de cobre lisa obteve-se $C_{sf} = 0,013$. O expoente r também é função da combinação líquido e superfície, incorporando características como material e tipo de acabamento da superfície. Já o expoente s , segundo o autor, é função somente do tipo de acabamento, podendo variar entre 0,8 e 2,0. VACHON et al (1968), obtiveram experimentalmente o coeficiente C_{sf} e o expoente r para várias combinações de características de acabamento, composição da superfície aquecida e líquido em ebulição.

2.2.3.3- Modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969)

Os autores propuseram um modelo segundo o qual o fluxo de calor na superfície aquecida é resultante da superposição de efeitos associados à

Convecção Natural e de Ebulição Nucleada propriamente dita. As bolhas, ao deixarem a superfície aquecida, promovem a migração de líquido frio para a superfície. Como resultado, a transferência de calor se dá através da condução transitória da superfície para a camada de líquido frio. Utilizou-se o modelo de HAN & GRIFFITH (1965) para determinar a área de influência da bolha, igual a $\pi \cdot d_b^2$. O modelo admite que não haja interação entre regiões de influência das bolhas. Nestas, assumiu-se o mecanismo de condução pura entre a superfície e o líquido, modelada como um corpo semi-infinito*. A condução transitória através da camada de líquido frio permitiu determinar o fluxo de calor associado, através da seguinte relação:

$$\dot{q}/A = \frac{k_l \cdot \Delta T}{\sqrt{\pi \cdot \alpha_l \cdot t}} \quad (2.32)$$

Assumindo que as bolhas se destacam da superfície com uma frequência f , o fluxo médio de calor associado a um ponto de nucleação particular é dado por:

$$\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)_{\text{medio}} = f \cdot \int_0^{1/f} \dot{q}/A \cdot dt \quad (2.33)$$

A definição de área de influência da bolha foi utilizada para determinar o fluxo médio devido a Ebulição Nucleada extensiva a toda a superfície aquecida:

*O sólido semi-infinito proporciona uma idealização útil para muitos problemas práticos. No presente modelamento esta aproximação torna-se razoável devida a rápida substituição da camada de líquido aquecida junto a parede por líquido frio provindo do banho, comportamento resultante do desprendimento das bolhas. Para o caso de temperatura superficial constante, argumento utilizado pelos autores, o fluxo de calor é determinado pela Eq.(2.32) deduzida a partir da equação abaixo, a qual determina o perfil de temperaturas instantâneo junto à parede.

$$\frac{T(y,t) - T_w}{T_{sat} - T_w} = \text{erf}\left(\frac{y}{2 \cdot \sqrt{\alpha \cdot t}}\right)$$

$$\dot{q}_{eb}/A = \pi \cdot d_b^2 \cdot n \cdot \left(\dot{q}/A \right)_{medio} = 2 \cdot \sqrt{\pi} \cdot \sqrt{k_l \cdot \rho_l \cdot Cp_l} \cdot \sqrt{f} \cdot d_b^2 \cdot n \cdot \Delta T \quad (2.34)$$

Para o cálculo do número de cavidades ativas, utilizou-se a seguinte correlação anteriormente proposta pelos autores:

$$n = C_1 \cdot r_s^m \cdot \left(\frac{h_{lv} \cdot \rho_v}{2 \cdot T_{sat} \cdot \sigma} \right)^m \cdot \Delta T^m \quad (2.35)$$

Na determinação do diâmetro de desprendimento da bolha, a correlação proposta por COLE & ROHSENOW apud MIKIC & ROHSENOW (1969) foi utilizada.

$$d_b = C_2 \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} \cdot (Ja^*)^{5/4} \quad (2.36)$$

Onde Ja^* é o número de Jakob modificado definido como:

$$Ja^* = \frac{\rho_l \cdot Cp_l \cdot T_{sat}}{\rho_v \cdot h_{lv}} \quad (2.37)$$

Para determinação da frequência de desprendimento da bolha utilizou-se o modelo de ZUBER (1959):

$$f \cdot d_b = C_3 \cdot \left[\frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/4} \quad (2.38)$$

Os autores combinaram as Eq. (2.34), (2.35), (2.36) e (2.38) concluindo que o fluxo de calor pode ser expresso como função do

superaquecimento e de algumas propriedades do fluido, conforme Eq. (2.39) abaixo. Embora não fosse este o objetivo dos autores, é interessante notar que explicitamente efeitos como rugosidade, forma e material da superfície foram desconsiderados. Tais fatores podem ser de extrema importância para alguns fluidos, como os metais líquidos. O efeito da pressão está implícito nas propriedades do líquido. Nessas condições, as equações resultantes podem ser expressas como:

$$\frac{\left(\dot{q}_{eb}/A\right) \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}}}{\mu_l \cdot h_{lv}} = X \cdot (\varphi \cdot \Delta T)^{m+1} \quad (2.39)$$

onde:

$$\varphi^{m+1} = \frac{k_l^{1/2} \cdot \rho_l^{17/8} \cdot h_{lv}^{(m-23/8)} \cdot \rho_v^{(m-15/8)}}{\mu_l \cdot [(\rho_l - \rho_v)]^{9/8} \cdot \sigma^{(m+11/8)} \cdot T_{sat}^{(m-15/8)}}$$

e

$$X = \left(\frac{r_s}{2}\right)^m \cdot \frac{2}{\sqrt{\pi} \cdot g^{(9/8)}} \cdot C_2^{5/3} \cdot C_3^{1/2} \cdot C_1$$

O fluxo de calor total na superfície aquecida pode, assim, ser expresso por:

$$\dot{q}/A = \frac{A_{cn}}{A} \cdot \left(\dot{q}_{cn}/A_{cn}\right) + \left(\dot{q}_{eb}/A\right) \quad (2.40)$$

Onde \dot{q}_{cn}/A_{cn} é a componente do fluxo de calor devido à Convecção Natural, a qual, para fluxos de calor elevados, pode ser desprezada, podendo ser avaliada como indicado a seguir:

- Para regime laminar, $10^5 < Ra < 2 \cdot 10^7$

$$Ra = \frac{\gamma_l \cdot g \cdot \Delta T \cdot A_{cn}^{3/2}}{\alpha_l \cdot \nu_l} \quad (2.41)$$

$$\dot{q}_{cn}/A_{cn} = 0,54 \cdot \rho_l \cdot C_{p_l} \cdot \left(\frac{\gamma_l \cdot g \cdot \Delta T^5 \cdot \alpha_l^3}{\sqrt{A_{cn}} \cdot \nu_l} \right)^{1/4} \quad (2.42)$$

- para regime turbulento, $2 \cdot 10^5 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$

$$\dot{q}_{cn}/A_{cn} = 0,14 \cdot \rho_l \cdot C_{p_l} \cdot \left(\frac{\gamma_l \cdot g \cdot \Delta T^4 \cdot \alpha_l^2}{\nu_l} \right)^{1/3} \quad (2.43)$$

O maior problema com relação ao modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969) está relacionado à dificuldade na determinação dos coeficientes m , C_1 , C_2 , C_3 e r_s , os quais envolvem resultados empíricos e são funções de parâmetros como: característica de superfície, líquido em ebulição, fluxo de calor e ângulo de contato, limitando sua utilização a explorações acadêmicas.

2.2.3.4- Modelo de JUDD & HWANG (1976)

JUDD & HWANG (1976) acrescentaram o mecanismo de transferência de calor devido à evaporação da microcamada aos mecanismos

utilizados por MIKIC & ROHSENOW (1969), dividindo a superfície aquecida em três áreas conforme ilustrado na Fig. 2.1.

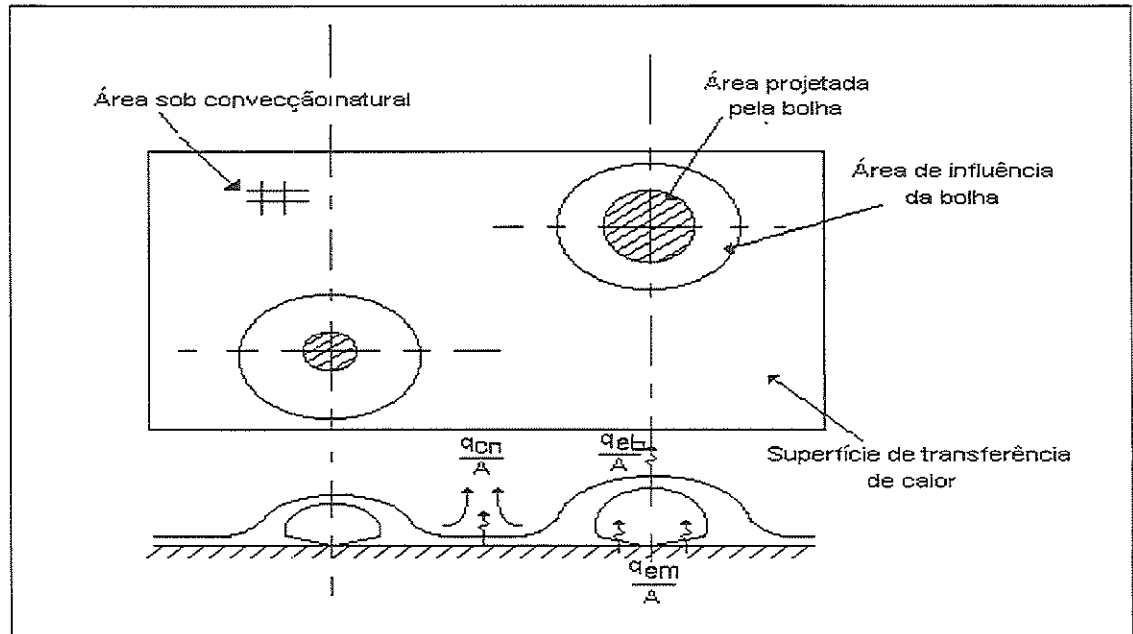


Figura 2.1- Mecanismos de transferência de calor utilizados no modelo de JUDD & HWANG (1976)

O mecanismo de transferência de calor devido à evaporação da microcamada consiste na evaporação de uma fina camada de líquido deixada na base de cada bolha, junto a superfície, durante seu crescimento. Segundo alguns autores, a presença da microcamada explica a razão para a grande variação na temperatura da parede junto a bolha durante os tempos de espera e crescimento da bolha*, a qual em alguns casos, dependendo do líquido, pode facilmente exceder a 16 K. A taxa de transferência de calor associada à evaporação da microcamada foi avaliada através do volume evaporado V_{em} , o

* O ciclo de vida da bolha junto à parede pode ser dividido em dois períodos distintos: tempo de espera, t_e , e tempo de crescimento, t_c . Quando uma bolha se destaca da parede, um pequeno núcleo de vapor é deixado junto a cavidade ativa. Esse núcleo, em virtude do afluxo de líquido frio de outras regiões, não começa a crescer imediatamente com o destacamento da bolha. Assim, devido à parede aquecer continuamente o líquido, a sua temperatura tende a aumentar até que condições favoráveis ao crescimento da bolha sejam atingidas. Esse intervalo de tempo é denominado na literatura por tempo de espera. Uma vez iniciado, o crescimento da bolha se dará até que as forças que tendem a removê-la da superfície superem aquelas que a retêm. O intervalo de tempo compreendido entre o início do crescimento e o desprendimento da bolha é denominado de tempo de crescimento.

qual depende do perfil instantâneo (espessura) da microcamada. Este foi determinado com a ajuda de um interferômetro laser e uma câmara de alta velocidade. Deste modo, o volume evaporado é dado pela seguinte equação:

$$V_{em} = \frac{\pi}{2} \cdot \int_0^{d_b/2} [e_0(d) - e(d, t)] \cdot d \cdot dd \quad (2.44)$$

Como o volume médio corresponde à média dos valores encontrados na superfície para cada cavidade, a taxa total de transferência de calor por evaporação da microcamada pode ser determinada por:

$$\dot{q}_{em}/A = \rho_l \cdot h_{lv} \cdot n \cdot f \cdot \bar{V}_{em} \quad (2.45)$$

Para a determinação da parcela de transferência de calor devida à substituição de líquido, utilizou-se o modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969), multiplicando-se a Eq. (2.34) por um parâmetro K , o qual quantifica a área de influência da bolha ao redor do ponto de nucleação obtendo-se:

$$\dot{q}_{eb}/A = 2 \cdot \sqrt{\pi} \cdot \sqrt{k_l \cdot \rho_l \cdot C_{p_l}} \cdot \sqrt{f} \cdot K \cdot \left(\frac{d_b}{2}\right)^2 \cdot n \cdot \Delta T \quad (2.46)$$

MIKIC & ROHSENOW (1969) utilizaram $K = 4$. Para JUDD & HWANG (1976) o valor de K que melhor se adaptou aos dados experimentais foi $K = 1,8$. Pode-se concluir, assim, que a área de influência da bolha é dada por $0,45 \cdot \pi \cdot d_b^2$. Nessas condições o modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969) adota uma área de influência 2,2 vezes maior que o de JUDD & HWANG (1976).

A taxa total de transferência de calor por Convecção Natural foi determinada multiplicando-se a taxa de calor transferida pela fração da superfície total em que ocorre este mecanismo, ou seja:

$$\dot{q}_{cn}/A = \left(\dot{q}_{cn}/A_{cn} \right) \cdot \left(A_{cn}/A \right) = 0,18 \cdot k_f \cdot \left[\left(\frac{g \cdot \gamma \cdot \rho_l^2}{\mu_l^2} \right) \right]^{1/3} \cdot (T_w - T_\infty)^{4/3} \cdot \left[1 - K \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_b}{2} \right)^2 \cdot n \right] \quad (2.47)$$

A transferência de calor total, foi avaliada como resultado da superposição dos três efeitos anteriormente referidos:

$$\dot{q}/A = \dot{q}_{cn}/A + \dot{q}_{eb}/A + \dot{q}_{em}/A \quad (2.48)$$

Embora os efeitos resultantes da evaporação da microcamada e reposição de líquido frio ocorram em um mesmo local da superfície, como pode ser observado na Fig. 2.1, ambos ocorrem em tempos distintos, sem que um interfira sobre o outro.

Apesar de, segundo os autores, este modelo apresentar uma boa precisão e incorporar o fenômeno da evaporação da microcamada, não possui aplicabilidade prática, devido aos fatores empíricos de difícil determinação.

2.2.3.5- Modelo de NISHIKAWA & FUJITA (1977)

O modelo consiste no desenvolvimento de uma correlação através da analogia com Convecção Natural, válida para toda região de Ebulição Nucleada. Os autores consideraram como o principal fator responsável pela transferência de calor a grande agitação do líquido junto a superfície aquecida induzida pela elevada densidade de cavidades ativas. Isto, como em Convecção Natural, permitiu aos autores escrever o coeficiente de

transferência de calor, dado em termos do número de Nusselt, como função dos números adimensionais de Grashoff e Prandtl, conforme equação abaixo:

$$Nu = C_1 \cdot (Gr \cdot Pr_1)^m \quad (2.49)$$

Devido às diferentes características físicas entre os mecanismos de Ebulição Nucleada e Convecção Natural, os autores adotaram uma definição livre do número de Grashoff, relacionando os efeitos viscosos e de empuxo. Os efeitos de empuxo foram caracterizados por fatores tais como: densidade de cavidades ativas, diâmetro médio de desprendimento de bolhas e velocidade média de ascensão das bolhas. Deste modo, estes efeitos não são resultantes apenas da diferença entre volumes específicos e aceleração gravitacional, fatores que, embora considerados através da velocidade média de ascensão das bolhas, tornam-se desprezíveis em função da elevada agitação de líquido produzida pelas bolhas.

Através de dados experimentais, os autores constataram que:

$$Nu^{\mu} \cdot \frac{\delta}{L} = \text{constante} \quad (2.50)$$

resultado que pode ser inferido da Fig. 2.2, onde δ é a espessura da camada limite térmica e L o comprimento característico. Com base nestes resultados, e devido à constante na Eq. (2.50) apresentar dois valores distintos, NISHIKAWA & FUJITA (1977) dividiram o regime de Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida em duas regiões, denominadas arbitrariamente de: regime de Ebulição Nucleada laminar e regime de Ebulição Nucleada turbulenta. A transição entre os regimes fica caracterizada pela mudança no coeficiente angular da curva do número de Nusset versus δ/L , conforme pode ser observado na Fig. 2.2. Através de resultados experimentais, os autores

caracterizaram a transição entre regimes como função exclusiva do comprimento característico (L).

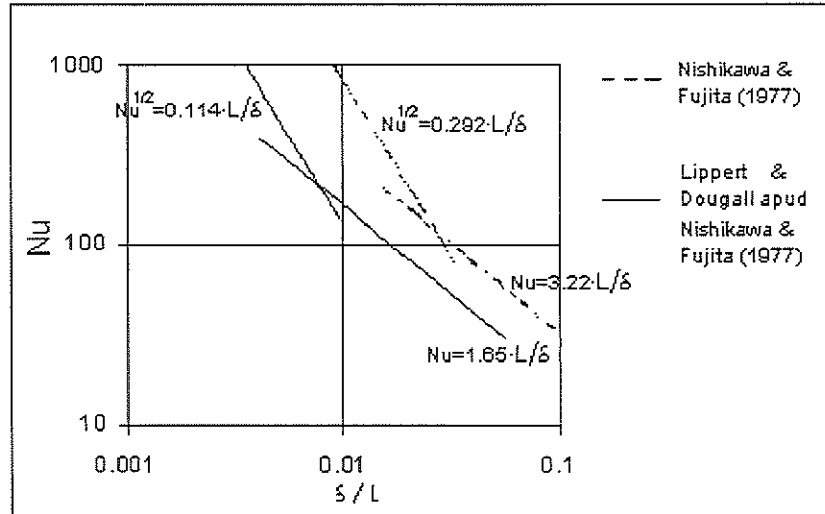


Figura 2.2- Relação entre o número de Nusselt e a espessura da camada limite térmica em Ebulição Nucleada para a água.

Semelhante ao fator de superfície de ROHSENOW (1951), os autores propuseram um fator de nucleação f_{ζ} , função da combinação líquido e superfície, o qual é determinado experimentalmente e descreve as características de nucleação da superfície aquecida. Para a água em ebulição em uma superfície limpa e lisa, tem-se $f_{\zeta} = 1$. A correlação foi desenvolvida para pressão atmosférica. Assim, para pressões diferentes, foi necessário incorporar um fator de pressão, conforme indicado abaixo.

$$f_p = \left(\frac{p}{p_{atm}} \right)^{0,7} \cdot \frac{1 + 3 \cdot (p_r)^3}{1 + 3 \cdot \left(\frac{p_{atm}}{p_{crit}} \right)^3} \quad (2.51)$$

Tal fator permitiria explicar a variação na taxa de crescimento da bolha com o aumento da pressão, atribuída à diminuição da tensão superficial, reduzindo, desta forma, a energia necessária à formação da bolha. Ao contrário de

COOPER (1984) e GORENFLO et al (1994), com base em resultados experimentais, os autores não verificaram uma interação explícita entre a pressão e as características de superfície.

Desta forma, combinando as Eq. (2.49) e (2.50), o coeficiente de transferência de calor, dado em termos do número de Nusselt, pode ser determinado através das seguintes equações:

$$Nu = 6,24 \cdot (f_{\zeta} \cdot f_p \cdot X)^{2/3} \quad Nu \leq Nu_t \quad (2.52)$$

$$Nu = 0,66 \cdot L^{-2/5} \cdot (f_{\zeta} \cdot f_p \cdot X)^{4/5} \quad Nu \geq Nu_t \quad (2.53)$$

onde:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k_l} \quad X = \left(\frac{1}{Z^2 \cdot M} \cdot \frac{Cp_l \cdot \rho_l^2 \cdot g}{k_l \cdot \sigma \cdot h_v \cdot \rho_v} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\dot{q}}{A} \right) \cdot L^{3/2}$$

$$Z = 1976 \text{ W}$$

$$M = 900 \text{ m}^{-1}$$

$$Nu_t = 4,71 \cdot 10^5 \cdot L^2$$

2.2.3.6- Modelo de BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996).

Neste caso, de forma análoga ao modelo de JUDD & HWANG (1976), os autores propuseram uma correlação baseada na superposição dos seguintes mecanismos:

- Calor latente devido à evaporação da microcamada.

- Condução de calor transiente durante a formação da camada limite térmica no intervalo de espera.

- Convecção Natural Turbulenta na área externa à de influência das bolhas.

O modelo foi validado por intermédio de resultados experimentais. A superposição dos distintos mecanismos pode ser escrita como:

$$\dot{q}/A = \frac{\left(\dot{q}_{em}/A\right) \cdot t_c + \left(\dot{q}_{cond}/A\right) \cdot t_e}{t_e + t_c} + \dot{q}_{cn}/A \quad (2.54)$$

Segundo os autores, a proposição acima só é correta se as bolhas vizinhas não interferirem entre si, fato que somente é verdadeiro para baixos fluxos de calor. Admitiu-se, ainda, que o crescimento da bolha se dá pela evaporação da microcamada cujo diâmetro interno, região seca, é igual a D_d e sua área é a determinada pela seguinte equação:

$$A_{em} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_d}{d} \right)^2 \right] \quad (2.55)$$

onde d é o diâmetro instantâneo da bolha.

TORIKAI et al (1964) apud BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996), utilizando dados experimentais, concluíram que o termo entre colchetes da Eq. (2.55) é, aproximadamente, constante. Logo, a área da microcamada junto a parede é dada por :

$$A_{em} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot K \quad (2.56)$$

onde:

$$K = \left[1 - \left(\frac{D_d}{d} \right)^2 \right]$$

SERNAS & HOOPER (1969) apud BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996), considerando condução transitória de calor da parede para a microcamada, derivaram a seguinte equação para o fluxo de calor na bolha associado à evaporação da microcamada:

$$\dot{q}/A = \frac{(T_w - T_{sat}) \cdot \gamma_b \cdot k_l}{\sqrt{\pi \cdot \alpha_l \cdot t}} \quad (2.57)$$

onde:

$$\gamma_b = \sqrt{\frac{k_w \cdot \rho_w \cdot C_{p_w}}{k_l \cdot \rho_l \cdot C_{p_l}}} \quad (2.58)$$

Um balanço de energia na microcamada resulta em:

$$-\frac{d}{dt} [m \cdot C_{p_l} \cdot (T_w - T_{sat})] = \frac{(T_w - T_{sat}) \cdot \gamma_b \cdot k_l}{\sqrt{\pi \cdot \alpha_l \cdot t}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot K \quad (2.59)$$

Onde m é a massa instantânea da microcamada, dada por:

$$m = A_{em}(t) \cdot e_{em} \cdot \rho_l \quad (2.60)$$

sendo e_{em} a espessura instantânea média da microcamada. Substituindo as Eq. (2.60) e (2.57) na (2.59) obtém-se:

$$\frac{de_{em}}{dt} + \frac{2 \cdot e_{em}}{d} \cdot \frac{dd}{dt} = -\frac{\gamma_b \cdot \alpha_1}{\sqrt{\pi \cdot \alpha_1 \cdot t}} \quad (2.61)$$

Os autores utilizaram os dados de ZMOLA (1950) e SIEGEL & KESHOCK (1964), correlacionando o diâmetro instantâneo da bolha como:

$$d(t) = B \cdot Ar^{0,135} \cdot [Ja \cdot \alpha_1 \cdot t]^{1/2} \quad (2.62)$$

onde:

- $B = 1,55$ para água, CCl_4 , e n-hexano.
1/1,55 para n-pentano e acetona.

Não foram experimentalmente determinados valores de B para outros fluidos.

- Ar é o número de Arquimedes, que relaciona os efeitos viscosos e de tensão superficial, definido como:

$$Ar = \left(\frac{g}{v_i^2} \right) \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho_l \cdot g} \right)^{3/2} \quad (2.63)$$

Diferenciando a Eq. (2.62) resulta :

$$\frac{dd}{dt} = \frac{d}{2 \cdot t} \quad (2.64)$$

Substituindo a Eq. (2.64) na Eq. (2.61) e resolvendo a equação diferencial, utilizando o fato que, quando a bolha esta totalmente desenvolvida, a espessura da microcamada pode ser considerada igual a zero, resulta:

$$\delta_{mc}(t) = \frac{2 \cdot \gamma_b}{3 \cdot t} \cdot \sqrt{\left(\frac{\alpha_l}{\pi}\right) \cdot (t_c \cdot \sqrt{t_c} - t \cdot \sqrt{t})} \quad (2.65)$$

O volume de líquido da microcamada, evaporado durante o tempo de crescimento da bolha, pode ser calculado como:

$$V_{em} = \frac{\int_0^{t_c} A_{em}(t) \cdot e_{em}(t) \cdot dt}{\int_0^{t_c} dt} \quad (2.66)$$

Assim, combinado-se as Eqs. (2.65), (2.56) e (2.66), resulta, finalmente:

$$V_{em} = \frac{\gamma_b \cdot K \cdot \sqrt{\pi}}{10} \cdot B^2 \cdot Ar^{0,27} \cdot (\alpha_l \cdot t_c)^{3/2} \cdot Ja \quad (2.67)$$

O fluxo de calor devido à evaporação da microcamada, associada ao tempo t_c é dado por:

$$\dot{q}_{em}/A = \frac{\gamma_b \cdot K \cdot \sqrt{\pi}}{10} \cdot B^2 \cdot Ar^{0,27} \cdot (\alpha_l)^{3/2} \cdot Ja \cdot \sqrt{t_c} \cdot \rho_l \cdot h_{lv} \cdot n \quad (2.68)$$

A concentração de cavidades ativas pode ser avaliada pelo seguinte modelo anteriormente proposto pelos autores:

$$n = 218,8 \cdot \theta^{-0,4} \cdot Pr^{1,63} \cdot \gamma_b^{-1} \cdot \Delta T^3 \quad (2.69)$$

onde:

$$\theta = 14,4 - 4,5 \cdot \left(\frac{R_p \cdot P_{sat}}{\sigma} \right) + 0,4 \cdot \left(\frac{R_p \cdot P_{sat}}{\sigma} \right)^2 \quad (2.70)$$

Para a determinação da parcela de calor transferida devido à condução transitória, considerou-se que as bolhas, ao se destacarem, fazem com que uma certa quantidade de líquido frio entre em contato com a parede aquecida, onde permanece durante um determinado tempo, sendo o calor transferido modelado como condução transitória em um corpo semi-infinito. Devido à alta taxa de substituição do líquido junto a parede, como consequência da elevada frequência de desprendimento de bolhas, determinou-se o fluxo de calor instantâneo através da seguinte equação:

$$\dot{q}_{cond}/A = \frac{k_i \cdot (T_w - T_{sat})}{\sqrt{\pi \cdot \alpha_i \cdot t}} \quad (2.71)$$

O fluxo de calor médio é definido como:

$$\bar{q}_{cond}/A = \frac{\int_0^{t_w} \dot{q}_{cond}/A \cdot dt}{\int_0^{t_w} dt} \quad (2.72)$$

Substituindo a Eq. (2.71) na Eq. (2.72) resulta:

$$\bar{q}_{cond}/A = \frac{2 \cdot k_i \cdot (T_w - T_{sat})}{\sqrt{\pi \cdot \alpha_i \cdot t_w}} \quad (2.73)$$

BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996) utilizaram uma área de influência de bolha semelhante à do modelo de MIKIC & ROHSENOW

(1969), isto é, $\pi \cdot d_b^2$. O diâmetro de desprendimento utilizado foi o desenvolvido por STEPHAN (1992), segundo o qual:

$$d_b = 0,25 \cdot \sqrt{\left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{Ja}{Pr_l} \right)^2 \cdot \frac{1}{Ar} \right]}^{1/2} \quad (2.74)$$

Assim, para n cavidades ativas por unidade de área, resulta:

$$\dot{q}_{cond}/A = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{k_l \cdot \rho_l \cdot Cp_l}{\pi \cdot t_w} \right)} \cdot (n \cdot \pi \cdot d_b^2) \cdot (T_w - T_{sat}) \quad (2.75)$$

A frequência de bolhas numa cavidade ativa é dada pelo modelo de MALENKOV apud STEPHAN (1992), conforme a seguinte equação :

$$f = \frac{1}{d_b \cdot \pi} \cdot \left(1 + \frac{\dot{q}/A}{\rho_v \cdot h_{lv} \cdot w} \right) \cdot w \quad (2.76)$$

onde:

$$w = \left[\frac{d_b \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{2 \cdot (\rho_l + \rho_v)} + \frac{2 \cdot \sigma}{d_b \cdot (\rho_l + \rho_v)} \right]^{1/2}$$

Cabe lembrar que:

$$f = \frac{1}{t_e + t_c} \quad (2.77)$$

Para determinação de t_e e t_c os autores consideraram o tempo de espera como sendo aproximadamente três vezes o tempo de crescimento, resultado obtido por STEPHAN (1992). Assim, conhecendo-se o tempo de espera, o tempo de crescimento e as componentes devido à condução transitória e evaporação da microcamada, determina-se o fluxo de calor devido aos efeitos de Ebulição Nucleada, conforme a seguinte equação:

$$\dot{q}_{eb}/A = \frac{\dot{q}_{em}/A \cdot t_c + \dot{q}_{cond}/A \cdot t_e}{t_c + t_e} \quad (2.78)$$

Para o cálculo do componente devido à convecção natural foram utilizadas as seguintes equações:

$$h_{cn} = \frac{0,14 \cdot k_l}{L} \cdot (Gr \cdot Pr_l)^{1/3} \quad (2.79)$$

e

$$\dot{q}_{cn}/A = h_{cn} \cdot (1 - n \cdot \pi \cdot d_b^2) \cdot (T_w - T_{sat}) \quad (2.80)$$

Assim, o fluxo total de calor resulta da Eq. (2.54), escrita abaixo, numa forma alternativa:

$$\dot{q}/A = \dot{q}_{eb}/A + \dot{q}_{cn}/A \quad (2.81)$$

Segundo os autores este modelo apresenta um grande contraste em relação ao de MIKIC & ROHSENOW (1969), pois, neste, a parcela devida a evaporação da microcamada é considerada desprezível. Já no modelo de BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996), o fluxo de calor relativo a esse

efeito corresponde a uma fração entre 45% e 50% do fluxo total de calor removido da superfície aquecida. Tal resultado é semelhante ao de JUDD & HWANG (1976), onde o mecanismo de evaporação da microcamada também foi considerado como dominante.

2.2.3.7- Modelo de HAIDER & WEBB (1997).

HAIDER & WEBB (1997) desenvolveram um modelo envolvendo a superposição dos efeitos de condução transiente e de micro-convecção no líquido. O modelo foi ajustado através de dados experimentais para o R-11 e R-123, refrigerantes de baixa pressão (pouco voláteis). Os autores começaram por verificar que alguns resultados experimentais não são propriamente explicados pelo modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969). O argumento foi que aquele modelo não incorporava efeitos convectivos resultantes da substituição do vapor por líquido frio. Segundo os autores, este efeito é resultante da indução de vórtices locais pelo líquido no instante de desprendimento da bolha, do que resulta uma combinação de escoamentos em torno de um ponto frontal de estagnação, promovendo um efeito de intensificação da transferência de calor. Além disso, é possível que o diâmetro da bolha possa aumentar em virtude da evaporação do líquido superaquecido transportado pelos vórtices. Um esquema do modelo proposto pode ser encontrado na Fig. 2.3. Percebe-se, assim, que a cavidade age como um ponto de estagnação não permanente, podendo, através da esteira resultante do desprendimento da bolha, alterar a espessura da camada limite térmica, resultado verificado em inúmeros trabalhos da literatura, os quais, segundo os autores, comprovam a existência do referido mecanismo.

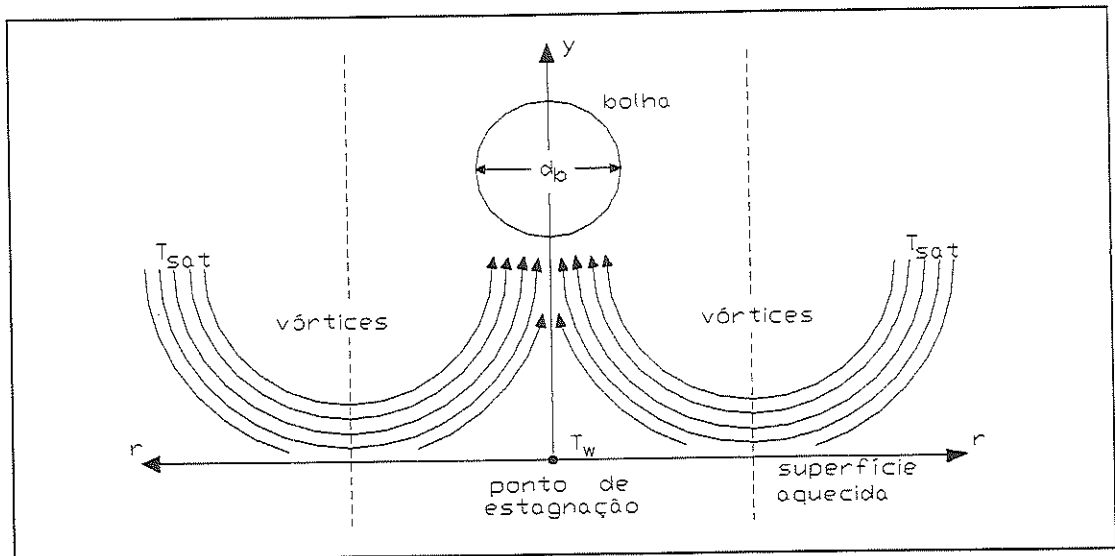


Figura 2.3- Acompanhamento do escoamento após o desprendimento de uma bolha segundo o modelo de HAIDER & WEBB (1997).

Analogamente ao modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969), o presente modelo considera a área de influência da bolha igual a $\pi \cdot d_b^2$, mas despreza os efeitos de Convecção Natural nas regiões externas. A transferência de calor latente devido à evaporação da microcamada também é considerada desprezível.

No modelamento, os autores basearam-se na Fig. 2.4, em que se mostra a variação da espessura da camada limite térmica durante o ciclo de uma bolha. Na fase inicial, a espessura da camada limite térmica foi modelada conforme a seguinte correlação:

$$\delta = \sqrt{\pi \cdot \alpha_l \cdot t} \quad (2.82)$$

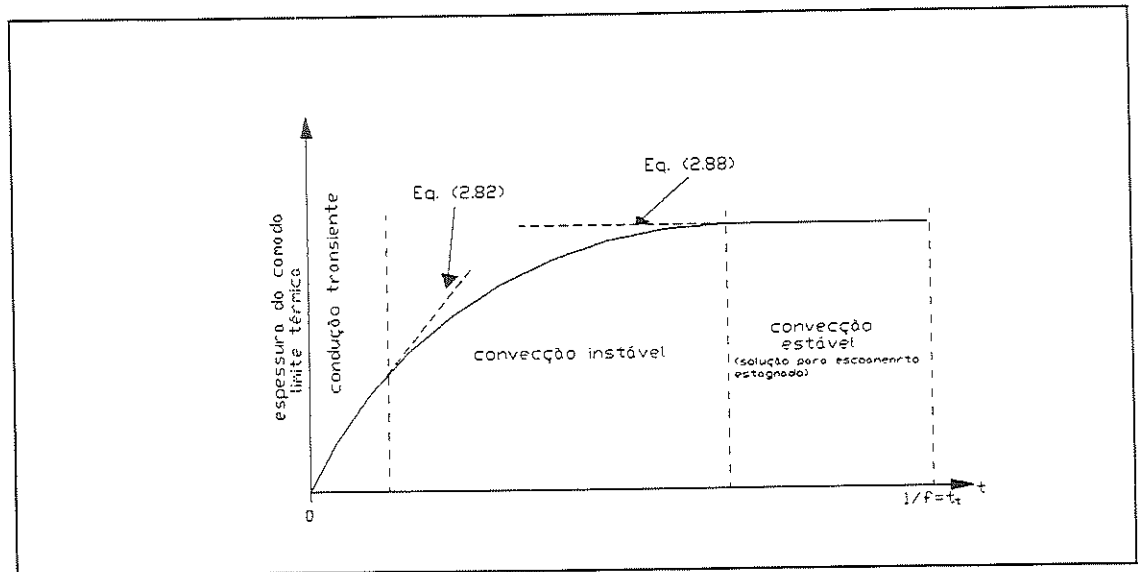


Figura 2.4- Crescimento da camada limite térmica durante o ciclo de uma bolha

Com o decorrer do tempo, a espessura da camada limite tende a permanecer constante, conforme indicado na Fig. 2.4, aproximando-se da solução de escoamento em torno de um ponto de estagnação, modelo proposto por TIEN apud HAIDER & WEBB (1997), baseado na similaridade hidrodinâmica do campo de velocidades de uma coluna de bolhas ascendentes e um escoamento estagnado invertido. Assim, assumindo escoamento laminar em torno de um ponto de estagnação, segundo os autores, são válidas as seguintes relações:

$$u_{\infty} = a \cdot r \tag{2.83}$$

e

$$\frac{h \cdot r}{k_l} = 1,32 \cdot \left(\frac{u_{\infty} \cdot r}{\nu_l} \right)^{0,5} \cdot Pr_l^{0,33} \tag{2.84}$$

Sendo que “ u_∞ ” é a velocidade radial da borda externa da camada limite hidrodinâmica, “ r ” é a distância radial do ponto de estagnação à extremidade externa do fluxo, e “ a ”, é uma constante de proporcionalidade, relacionada ao campo de velocidades exterior à camada limite e que quantifica o gradiente de de velocidades, sendo convenientemente normalizada como :

$$a = c^2 \cdot \left(\frac{\text{velocidade característica}}{\text{comprimento característico}} \right) \quad (2.85)$$

onde “ c ” é um adimensional denominado de parâmetro de “densidade” de escoamento. A velocidade de ascensão da bolha e seu diâmetro de desprendimento foram escolhidos como propriedades características. Combinando as Eqs. (2.83) e (2.84), resulta que a espessura da camada limite térmica para a condição assintótica é igual a:

$$\delta_{as} = \frac{1}{1,32} \cdot \sqrt{\frac{v_l}{a}} \cdot \text{Pr}_l^{-1/3} \quad (2.86)$$

A velocidade de ascensão da bolha utilizada neste modelo é aproximadamente constante e igual à $\pi \cdot f \cdot d_b$, de acordo com MALENKOV apud HAIDER & WEBB (1997), combinado este resultado com a Eq. (2.85), determina-se a seguinte equação :

$$a \cong \pi \cdot f \cdot c^2 \quad (2.87)$$

BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996) ao desenvolverem seu modelo utilizaram uma correlação obtida por MALENKOV para a frequência de bolhas, Eq. (2.76). Para a determinação desta, MALENKOV apud STEPHAN (1992) também considerou a velocidade de ascensão das bolhas constante.

Combinando as Eqs (2.86) e (2.87), obtêm-se, finalmente, como função de propriedades físicas do líquido e da frequência de bolhas, a espessura da camada limite térmica para a condição assintótica:

$$\delta_{as} = \frac{1}{1,32} \cdot \sqrt{\frac{\nu_l}{\pi \cdot f}} \cdot \text{Pr}_l^{-1/3} \quad (2.88)$$

O autores assumiram a superposição dos efeitos de condução transitória e de micro-convecção de acordo com a seguinte relação:

$$\left(\int_0^{t_t} \dot{q}/A(t) \cdot dt \right)^{n_s} = \left(\int_0^{t_t} \dot{q}_{cond}/A \cdot dt \right)^{n_s} + \left(\int_0^{t_t} \dot{q}_{mc}/A \cdot dt \right)^{n_s} \quad (2.89)$$

onde n_s é uma constante empiricamente determinada. Considerando que o fluxo de calor devido aos efeitos de micro-convecção é constante, a Eq (2.89) pode ser simplificada, resultando a seguinte equação para o fluxo total de calor médio para cada cavidade dentro da área de influência da bolha:

$$\overline{\dot{q}/A} = \frac{1}{t_t} \cdot \left[\left(\int_0^{t_t} (\dot{q}_{cond}/A) \cdot dt \right)^{n_s} + \left((\dot{q}_{mc}/A) \cdot t_t \right)^{n_s} \right]^{1/n_s} \quad (2.90)$$

O fluxo de calor devido à condução transiente é determinado através da seguinte correlação anteriormente referida:

$$\dot{q}_{cond}/A = \frac{k_l \cdot (T_w - T_{cat})}{\sqrt{\pi \cdot \alpha_l \cdot t}} \quad (2.91)$$

O fluxo de calor devido ao mecanismo de micro-convecção foi determinado através da definição da camada limite assintótica, Eq. (2.88), resultando:

$$\dot{q}_{mc}/A = \frac{k_l \cdot (T_w - T_{sat})}{\delta} = 1,32 \cdot c \cdot k_l \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot f}{\nu_l}} \cdot Pr_l^{1/3} \cdot (T_w - T_{sat}) \quad (2.92)$$

Substituindo as Eqs. (2.92) e (2.91) na Eq. (2.89), obtém-se, para a energia total transferida, a seguinte equação:

$$\dot{q}/A = 2 \cdot \sqrt{k_l \cdot \rho_l \cdot Cp_l} \cdot \sqrt{\frac{f}{\pi}} \cdot (T_w - T_{sat}) \cdot \left(1 + \left(\frac{0,66 \cdot \pi \cdot c}{Pr_l^{1/6}} \right)^{n_s} \right)^{1/n_s} \quad (2.93)$$

O fluxo total de calor pode ser obtido multiplicando-se a energia, Eq. (2.93), pelo número de cavidades ativas por unidade de área e pela área de influência da bolha, resultando:

$$\dot{q}/A = 2 \cdot \sqrt{\pi \cdot k_l \cdot Cp_l \cdot f} \cdot d_b^2 \cdot n \cdot (T_w - T_{sat}) \cdot \left(1 + \left(\frac{0,66 \cdot \pi \cdot c}{Pr_l^{1/6}} \right)^{n_s} \right)^{1/n_s} \quad (2.94)$$

O expoente, n_s , e coeficiente, c , que melhor se ajustam à Eq. (2.94), foram:

- para o R-11: $c = 6,13$ e $n_s = 2,0$;
- para o R-123: $c = 6,42$ e $n_s = 2,0$.

Embora, segundo os autores, resultados adicionais sejam necessários, nota-se a possibilidade da extensão da correlação para outros fluidos, com a utilização de um único “c”, visto a proximidade entre os valores apresentados para ambos os refrigerantes, sugerindo a independência do valor de “c” em relação ao refrigerante.

Escrevendo o resultado expresso pela Eq. (2.94) em termos da correlação de MIKIC & ROHSENOW (1969), Eq. (2.39), resulta:

$$\frac{\dot{q}/A}{\text{fluxo de calor determinado pela Eq.(2.39)}} = \left(1 + \left(\frac{0,66 \cdot \pi \cdot c}{Pr_f^{1/6}} \right)^{n_s} \right)^{1/n_s} \quad (2.95)$$

É interessante notar que o termo $\left(0,66 \cdot \pi \cdot c / Pr_f^{1/6} \right)^{n_s}$ assume valores muito superiores à unidade, o que vem demonstrar o reduzido efeito do mecanismo de condução transiente. Nessas condições, é possível afirmar que o mecanismo dominante é a micro-convecção, efeito que foi desprezado pela maioria dos modelos anteriormente citados.

2.2.4- Comparação dos Resultados Proporcionados pelas Correlações

Em Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida é uma difícil tarefa indicar a melhor correlação para a determinação do coeficiente de transferência de calor. THOME (1996) afirma que, para aplicações frigoríficas, as correlações mais adequadas seriam as de COOPER (1984) e GORENFLO et al (1993), sendo esta última a que apresenta os melhores resultados para a amônia. WEBB & PAIS (1992) ao comparar com um banco de dados próprio, as correlações de COOPER (1984) e STEPHAN & ABDELSALAN (1978), concluíram ser a primeira a mais precisa.

Nesta seção foi elaborada uma análise comparativa dos modelos anteriormente estudados, em termos de refrigerantes halogenados. Esta análise revelou grandes discrepâncias. Tal resultado pode ser função de a maioria das correlações, tanto empíricas como as semi-empíricas, envolverem coeficientes experimentais. Esses são determinados através do ajuste de dados para fluidos diferentes dos refrigerantes halogenados, conforme pode ser constatado na Tabela 2.1. Desta forma, embora existam correlações complexas, buscando abranger o maior número possível de parâmetros, de uma maneira geral, elas apenas refletem as características do banco de dados para o qual foram desenvolvidas.

A Tabela 2.1 apresenta um sumário das características das correlações para Ebulição Nucleada utilizadas na comparação que se segue. Essas correlações foram consideradas para comparação pela sua simplicidade ou pelo fato de serem freqüentemente referidas na literatura. Correlações mais complexas foram omitidas, com exceção da de BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996). As Figs. 2.5 a 2.10 apresentam comparações entre os resultados relativos a algumas das correlações, apresentando como característica comum significativas diferenças entre as mesmas.

Uma rápida análise das figuras e da Tabela 2.1, permite concluir que, a grosso modo, não há relação entre os mecanismos considerados pelos autores no modelamento e a ordem de grandeza do coeficiente de transferência de calor, pois modelos que utilizam princípios semelhantes apresentaram resultados diferentes. Tal conclusão pode ser discutível, pois embora se trate de mecanismos semelhantes, o ajuste de coeficientes é realizado com bancos de dados distintos. Comparando a Fig. 2.5 com a Fig. 2.6, elaboradas para o R-114, constata-se que, com a variação apenas da temperatura de saturação, a ordem crescente das curvas, correspondentes às correlações, altera-se. Resultado semelhante é verificado para o R-22 ao se comparar a Fig. 2.7 com a Fig. 2.8.

Tabela 2.1- Algumas características dos modelos apresentados nas Fig. 2.5 a 2.10

Modelos	Mecanismos	Fluidos utilizados como banco de dados
BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996)	-Evaporação da microcamada -Condução de calor transiente -Convecção Natural Turbulenta	água, CCl ₄ , acetona, n-hexano, n-pentano
COOPER (1984)	-Modelo Empírico	H ₂ , deuterium, hélio II, hélio, metano, água, neon, N ₂ , etano, metanol, O ₂ , propano, etanol, n-butano, benzeno, R-22, R-21, R-13, R-12, R-11, SF ₆ , R-13B1, R-115, R-114, R-226, R-113, RC-318
FOSTER & ZUBER (1955)	-Convecção promovida pelo mecanismo de expansão das bolhas durante seu crescimento	Não disponíveis
HAIDER & WEBB (1997)	-Condução transiente -micro-convecção	R-11 e R-123
MIKIC & ROHSENOW (1969)	-Convecção Natural -Condução transiente	n-pentano, álcool etílico, água, benzeno
NISHIKAWA & FUJITA (1977)	-Analogia com convecção livre considerando o número de Nussetl função dos números de Grashof e Prandtl	água, benzeno, etanol, metano, propano, n-butano, CCl ₄ , n-heptano
ROHSENOW (1951)	-Agitação do líquido promovida pelo desprendimento e colapso de bolhas. -Condução transiente	H ₂ O, CCl ₄ , benzeno, n-pentano, álcool etílico, álcool isopropílico, álcool n-butílico
STEPHAN & ABDELSALAN (1981)	-Modelo Empírico	R-11, R-114, R-12, R-22, R-113, R-21, RC-318, propano, n-butano, CO ₂

A correlação de HAIDER & WEBB (1997), apresentou valores superiores para o coeficiente de transferência de calor, com exceção da Fig. 2.9, elaborada para o R-123, em que os maiores valores foram verificados para

o modelo de BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996). É interessante ressaltar que, diferentemente do modelo anteriormente citado, conforme Tabela 2.1, este não utiliza em sua elaboração dados experimentais para o R-123.

O coeficiente de transferência de calor resultante do modelo de HAIDER & WEBB (1997) é sempre superior ao obtido pelo modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969), conforme observado anteriormente. Para as condições da Fig. 2.10, o modelo de HAIDER & WEBB (1997) proporciona um coeficiente de transferência de calor cerca de 200% superior àquele do modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969). Embora o efeito devido ao mecanismo de condução transiente seja igual para ambos os modelos, Eq. (2.91), o efeito da micro-convecção, considerado no modelo de HAIDER & WEBB (1997) predomina sobre aquele associado à Convecção Natural na região externa à de influência da bolha. É interessante destacar que o mecanismo de Convecção Natural na região externa à de influência da bolha, embora admitido desprezível por HAIDER & WEBB (1997), é considerado no modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969).

Os modelos de STEPHAN & ABDELSALAN (1978) e HAIDER & WEBB (1997), desenvolvidos exclusivamente para refrigerantes, apresentam significativas discrepâncias, como pode-se concluir do exame das Figs. 2.5 a 2.10. Para as condições da Fig. 2.5, o modelo de HAIDER & WEBB (1997) chega a apresentar um valor sete vezes superior àquele do modelo de STEPHAN & ABDELSALAN (1978). É possível que tais discrepâncias sejam originadas nos resultados experimentais utilizados como banco de dados, uma vez que ambas as correlações foram desenvolvidas para refrigerantes semelhantes, como pode ser observado na Tabela 2.1.

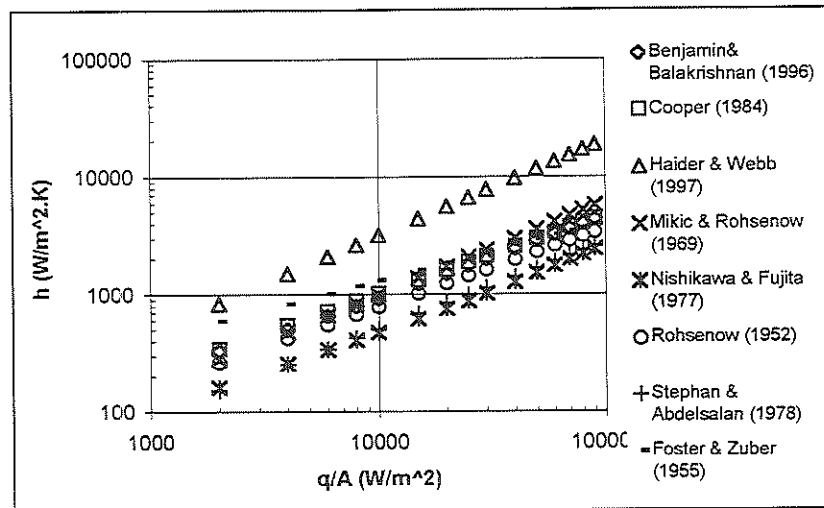


Figura 2.5 - Comparação de algumas correlações da literatura; R-114, $R_p=1\mu m$ e $T_{sat}=273K$.

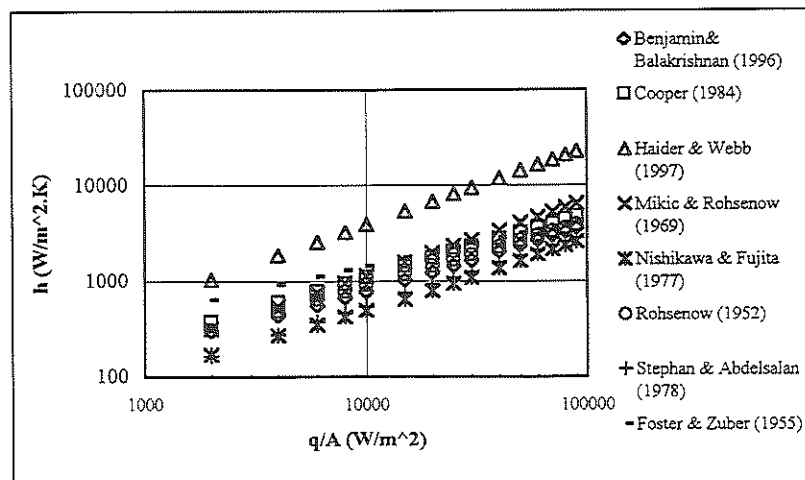


Figura 2.6 - Comparação de algumas correlações da literatura; R-114, $R_p=1\mu m$ e $T_{sat}=280K$.

Os resultados precedentes permitem concluir que não existe uma correlação genérica, que proporcione resultados adequados para uma ampla gama de condições operacionais. As correlações apresentadas se baseiam na arbitrariedade fenomenológica do autor, com expoentes e coeficientes ajustados segundo um banco de dados experimental, comumente dirigido para alguma aplicação específica.

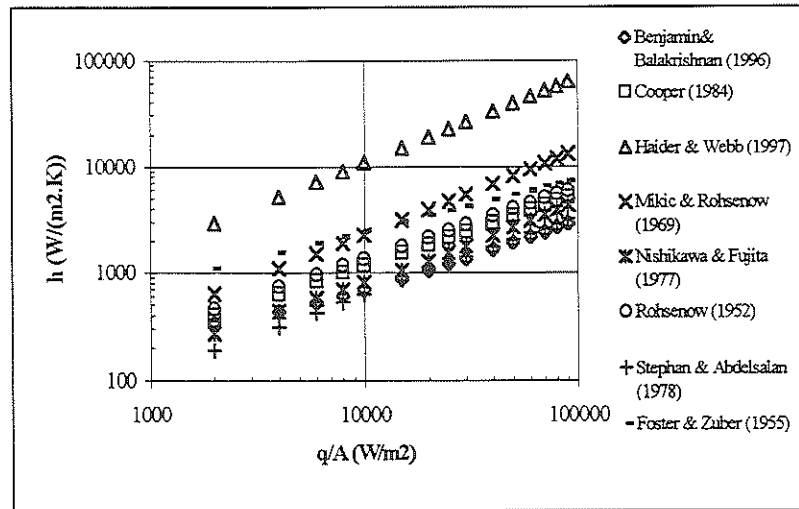


Figura 2.7 - Comparação de algumas correlações da literatura; R-22, $R_p=1\mu\text{m}$ e $T_{\text{sat}}=250\text{K}$.

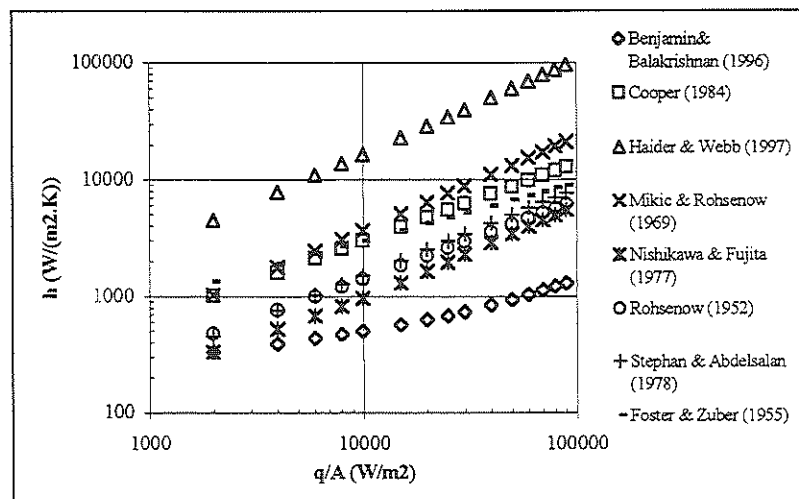


Figura 2.8- Comparação de algumas correlações da literatura; R-22, $R_p=1\mu\text{m}$ e $T_{\text{sat}}=320\text{K}$.

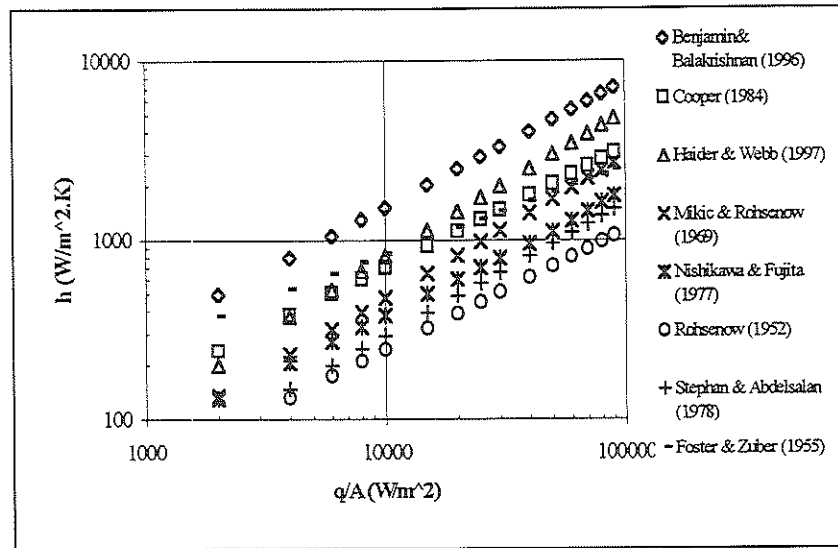


Figura 2.9 -Comparação de algumas correlações da literatura; R-123, $R_p=1\mu m$ e $T_{sat}=260K$.

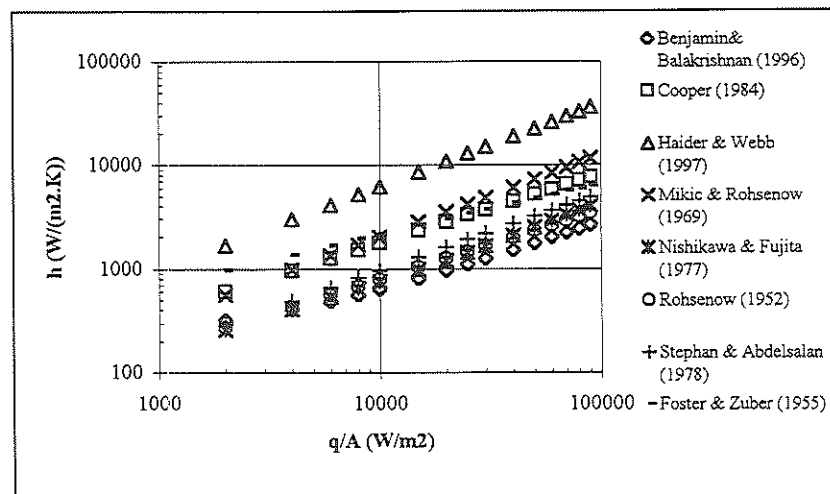


Figura 2.10 -Comparação de algumas correlações da literatura; R-134a, $R_p=1\mu m$ e $T_{sat}=273K$.

Finalmente é interessante destacar que, como regra geral, os bancos de dados são desenvolvidos para pressões e características superficiais (material, acabamento e geometria) diferentes das encontradas em aplicações frigoríficas, não envolvendo, em sua maioria, refrigerantes halogenados, como pode ser observado na Tabela 2.1. Desta forma, para a formulação de uma correlação visando aplicações frigoríficas, seria necessário sistematizar a

pesquisa destes parâmetros na Ebulição Nucleada de refrigerantes halogenados.

2.3- Superfícies Intensificadoras

2.3.1- Introdução

A partir do início da década de 80 começaram a surgir em evaporadores inundados novas superfícies visando a intensificação da troca de calor. Tais superfícies foram denominadas de superfícies intensificadoras e encontram-se atualmente em um número elevado de equipamentos. Dentro deste contexto, vários métodos de intensificação da transferência de calor em Ebulição Nucleada, através da alteração de características de superfície, foram e ainda são desenvolvidos, tornando este um assunto responsável por um significativo número de pesquisas nos últimos anos.

Visando o incremento da densidade de cavidades ativas, as superfícies intensificadoras se caracterizam por apresentarem significativas diferenças, entre as quais podem ser citadas: número e formato de aletas; número de cavidades na superfície do tubo; composição e formato das partículas em superfícies porosas. Parte da literatura é resumida na Tabela 2.2, a qual apresenta o autor, ano de publicação, fluido analisado, temperatura e ou pressão de saturação e as superfícies intensificadoras estudadas.

A interação entre as duas fases para este tipo de superfície tem sua complexidade incrementada, dependendo da interação da configuração superficial com as seguintes variáveis: pressão de saturação; fluxo de calor e propriedades de transporte do refrigerante. Assim, não existe uma correlação para previsão do coeficiente de transferência de calor, mas apenas especulações sobre os mecanismos físicos responsáveis pela intensificação.

Tabela 2.2- Literatura sobre superfícies intensificadoras.

Autor	Ano	Geometria do tubo	Fluido	P_{sat} ou T_{sat}
WEBB, R. L. & PAIS, C.	1991	<ul style="list-style-type: none"> tubo integralmente aletados com 1024 aletas por metro TU-B W-SE 	R-11, R-12, R-22 R-113, R-123, R-134a	27,0°C
WEBB, R. L. & PAIS, C.	1992	<ul style="list-style-type: none"> tubo liso tubo integralmente aletados com 1024 aletas por metro. GEWA-TX19 GEWA-SE Turbo-B 	R-11, R-12, R-22 R-113, R-134a	4,44 e 26,7°C
WANNIARACHCHI et al.	1987	<ul style="list-style-type: none"> tubo liso tubo com superfície porosa de cobre e níquel 	R-114 e mistura R-114 e óleo	-2,2 e 6,7°C
GORENFLO et al.	1993	<ul style="list-style-type: none"> tubo liso tubo composto por micro-aletas trapezoidais, com 1418 aletas por metro GEWA-TX19 GEWA-YX26 	R-134a, R-152a, R-227, proprano	$0,035 \leq P_r \leq 0,5$
SOKOL et al.	1990	<ul style="list-style-type: none"> tubo liso GEWA-TX 	proprano e propileno	$0,05 \leq P_r \leq 0,5$
PETUKOV et al.	1981	diversos formatos de aletas	R-113	47°C
FURSE, F. G.	1965	Placa horizontal lisa	R-11 e R-12	10, -3,9, -17,8 e 31,7°C
CHUAH, Y. K. & CAREY, V.P.	1987	superfície tubular contaminada com partículas de vidro e cobre.	água	1 atm
ANDERSON, T. M. & MODAWAR, I.	1989	3 diferentes tipos de superfícies verticais: <ul style="list-style-type: none"> 3 superfícies planas com diferentes rugosidades 3 superfícies com diferentes tipos de cavidades 3 superfícies com diferentes aletas 	FC-72	1 atm
MEMORY, S. B. et al.	1995	<ul style="list-style-type: none"> GEWA-K GEWA-T GEWA-YX Turbo-B Termoexcel-HE tubo com superfície porosa de cobre e níquel 	R-114 e mistura R-114 e óleo	1 atm

Tabela 2.2 (continuação)- Literatura sobre superfícies intensificadoras

Autor	Ano	Geometria do tubo	Fluido	p_{sat} ou T_{sat}
NISHIKAWA, K. et al.	1984	• disco com superfície plana e lisa com inclinação variável entre 0 e 175°.	água	1 atm
CZIKK, A. M. et al.	1981	• tubo liso • tubo corrugado	R-11	1,07°C
HAHNE, E. et al.	1991	• tubos integralmente aletados com 1024 e 748 aletas por metro.	R-11	1 bar
THOME, J. R.	1989	• GEWA-TX	mistura de hidrocarbonetos	2,07 e 6,90 bar
HSIEH, S. O. & HSU P.	1994	• tubo liso • tubos aletados conforme Fig. 2.15	R-114, água, R-134a	14,8, 99,9 e 4,4°C
HSIEH, S. O. & WENG, C. J.	1997a	• tubo liso • tubos aletados conforme Fig. 2.15	água, R-134a e suas misturas com óleo	99,9 e 4,4°C
HSIEH, S. O. & WENG, C. J.	1997b	• tubos lisos • tubos com superfícies porosas de diferentes partículas, Mb, Al e Cu . • tubos perfurados	R-134a, R-407c	4,4°C
CHANG, J. Y. & YOU, S. M.	1997	• tubo liso • tubo aletado com 709 aletas/m • tubos intensificadores comerciais denominados Turbo-B e "High-flux" • tubo liso com micro-poros • tubo aletado com micro-poros	FC-87 e R123	1 atm
TEWARI, P. K. et al.	1986	• tubo liso de alumínio • tubo de alumínio com duas diferentes rugosidades	água e mistura de água com HEC (aditivo)	8 a 100 kPa

Deste modo, embora exista um considerável número de publicações, verifica-se um grande empirismo, onde, a análise do melhor desempenho, depende quase que exclusivamente de dados experimentais, caracterizados pelas condições de operação do equipamento, conforme observado por WEBB, R. L. & PAIS, C. (1991). Logo, para o melhor entendimento do fenômeno e, caso possível, formulação de um modelamento apropriado, torna-se necessária à ampliação dos bancos de dados experimentais existentes, de forma a abranger um elevado número de fluidos, superfícies intensificadoras e níveis de fluxos de calor. Isto é particularmente importante na indústria de refrigeração, onde

novos refrigerantes, óleos de lubrificação do compressor e superfícies de troca de calor tem sido constantemente introduzidos.

2.3.2- Geometria das Superfícies Intensificadoras.

A Fig. 2.11 apresenta algumas das superfícies intensificadoras de uso comercial. Essas superfícies, aplicadas a tubos, são comumente estudadas devido a suas características construtivas e de desempenho, sendo divididas em três classes:

- Superfície aletada, constituída de aletas simples, variando a densidade de aletas (números de aletas por unidade de comprimento).
- Superfície estruturada, podendo ser constituída de aletas, mas apresentando formatos especiais, visando intensificar a transferência de calor. Como exemplo, podem ser citadas as seguintes superfícies : Turbo-B; GEWA-T; GEWA-YX; TermoHexel-HE.

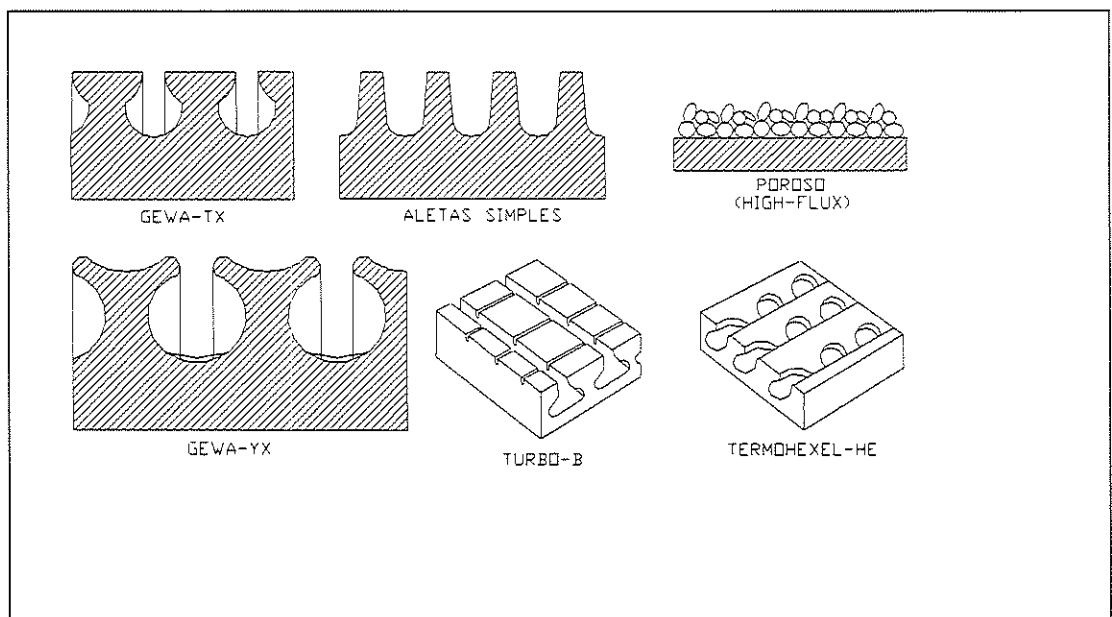


Figura 2.11- Ilustração esquemática de algumas superfícies comerciais utilizadas em evaporadores.

- **Superfície porosa**, constituída de uma superfície recoberta por uma fina camada de material poroso, depositada por intermédio de um “spray” ou pintura, proporcionando um incremento de cavidades ativas na superfície. Como exemplo, pode ser citada a superfície comercialmente denominada de “HIGH-FLUX”, da Hitachi.

2.3.3- Comparação de Resultados da Literatura.

Os estudos da literatura, relativos a superfícies intensificadoras geralmente não analisam o fenômeno, mas fazem apenas uma comparação quantitativa de desempenho entre os diferentes tipos de superfícies. O resultado destes estudos revela que o melhor desempenho de uma superfície ocorrerá para condições específicas caracterizadas principalmente pelos seguintes parâmetros: refrigerante; fluxo de calor e pressão de saturação. Dentro deste contexto, visando a possibilidade de substituição dos refrigerantes R-11 e R-12 pelo R-123 e R-134a, respectivamente, WEBB & PAIS (1991) e WEBB & PAIS (1992) analisaram empiricamente as seguintes superfícies intensificadoras: tubo aletado com 1024 aletas por metro de comprimento de tubo; GEWA-TX; GEWA-SE; Turbo-B. Os referidos autores verificaram que, para os tubos com as seguintes configurações: aletas simples; GEWA-TX ; GEWA-SE, os coeficientes de transferência de calor para o R-123 e R-134a variam em torno de $\pm 10\%$ em relação aos coeficientes do R-11 e R-12, respectivamente. Este comportamento não foi verificado para o Turbo-B, encontrando-se uma redução de cerca de 40% para o coeficiente de transferência de calor do R-123 em relação ao R-11, resultado que pode ser observado na Fig. 2.12. É interessante destacar que, apesar da redução do coeficiente do R-123 em relação ao R-11, para o R-134a, a superfície de melhor desempenho é a Turbo-B, conforme resultados experimentais de WEBB & PAIS apresentados na Fig. 2.13.

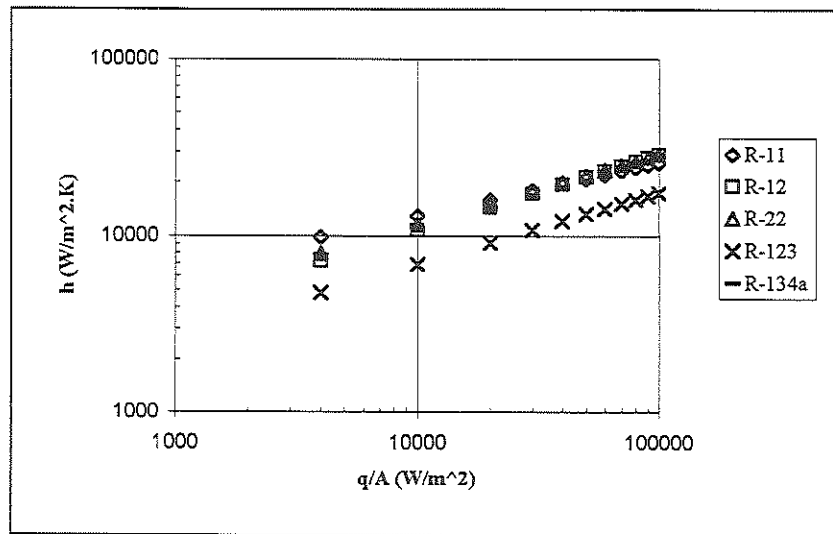


Figura 2.12- Coeficientes de transferência de calor para superfície Turbo-B e $T_{sat}=4,4^{\circ}C$, para distintos refrigerantes. WEBB & PAIS (1992)

Verificou-se que, tanto para superfícies intensificadoras como para superfícies lisas, os refrigerantes anteriormente citados, quando operados à mesma pressão reduzida, fluxo de calor, proporcionam coeficientes de transferência de calor semelhantes*. Esta característica foi utilizada por COOPER (1984) no desenvolvimento de sua correlação para superfícies lisas e verificada por GORENFLO et al (1993) para superfícies intensificadoras.

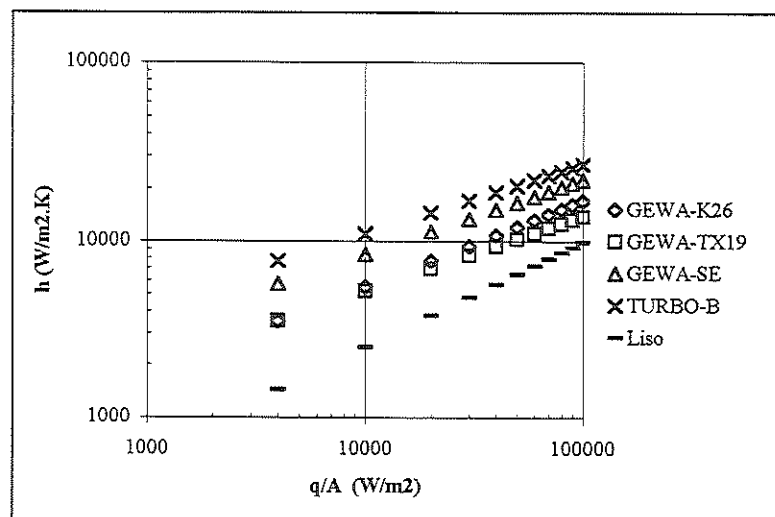


Figura 2.13- Coeficientes de transferência de calor para o R-134a e $T_{sat}=4,4^{\circ}C$, para distintas superfícies. WEBB & PAIS (1992).

* Comportamento não verificado para o Turbo-B, anomalia não explicada pelos autores.

WEBB & PAIS (1992) e GORENFLO et al (1993) concluíram ser o expoente do termo $\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)$, das correlações para o coeficiente de transferência de calor, inversamente proporcional à pressão reduzida. Assim, com o aumento da pressão reduzida, a intensificação da transferência de calor tende a desaparecer. Este comportamento é mais pronunciado em superfícies intensificadoras. É interessante destacar que a maioria das correlações consideram este expoente constante. No caso da correlação de COOPER (1984), assume o valor de 0,67.

WANNIARACHCHI et al (1987) analisaram o R-114 e suas misturas com óleos lubrificantes, verificando que, em superfícies porosas, o início da Ebulição Nucleada ocorre para menores superaquecimentos e fluxos de calor, resultado comum a toda a literatura consultada.

GORENFLO et al (1993) estudaram a possibilidade de substituição do R-12 pelos seguintes refrigerantes: R-134a, R-152a, R-227 e propano, analisando comparativamente o desempenho destes refrigerantes em algumas superfícies intensificadoras comerciais com formas tubulares. Os resultados experimentais indicaram que a transferência de calor nos tubos GEWA-YX e GEWA-TX é significativamente incrementada para todos os refrigerantes testados em relação à das superfícies lisas, principalmente, para a faixa de pressões típicas das aplicações frigoríficas. Os autores concluíram que, para fluxos de calor elevados e baixas pressões, o coeficiente de transferência de calor é praticamente independente do fluxo de calor para as superfícies GEWA-TX e GEWA-YX. Tal conclusão foi baseada na observação da formação de grandes bolhas nos espaços entre as aletas, as quais dificultam novas nucleações na superfície externa do tubo, resultando, assim, uma densidade de cavidades de nucleação praticamente independente do fluxo de calor, o mesmo ocorrendo com o coeficiente de transferência de calor. Característica menos pronunciada foi observada na superfície GEWA-YX, devido ao maior espaçamento entre as aletas. Deve-se notar que os estudos de

WEBB & PAIS (1991), WEBB & PAIS (1992) e GORENFLO et al (1993), embora tenham avaliado o desempenho de superfícies intensificadoras comerciais em tubos, não determinaram os fatores fenomenologicamente importantes na intensificação da transferência de calor.

HSIEH & HSUH (1994) analisaram tubos lisos e com aletas do tipo ilustrado na Fig. 2.14, analisando a influência do ângulo ϕ . Verificaram que, com o incremento do fluxo de calor, ocorre uma diminuição da intensificação da transferência de calor, fazendo com que o desempenho de uma superfície aletada seja próximo ao de uma superfície lisa, como ilustrado na Fig. 2.15. Tal comportamento foi interpretado como resultado da coalescência das colunas de vapor, para fluxos de calor elevados, devido a proximidade apresentada pelas cavidades ativas, o que faz com que o desempenho seja semelhante ao de uma superfície lisa. No entanto, para baixos fluxos de calor, tal coalescência não ocorre, pois a distância entre as colunas é maior, devido à menor densidade de cavidades ativas, o que confere características favoráveis à superfície intensificadora.

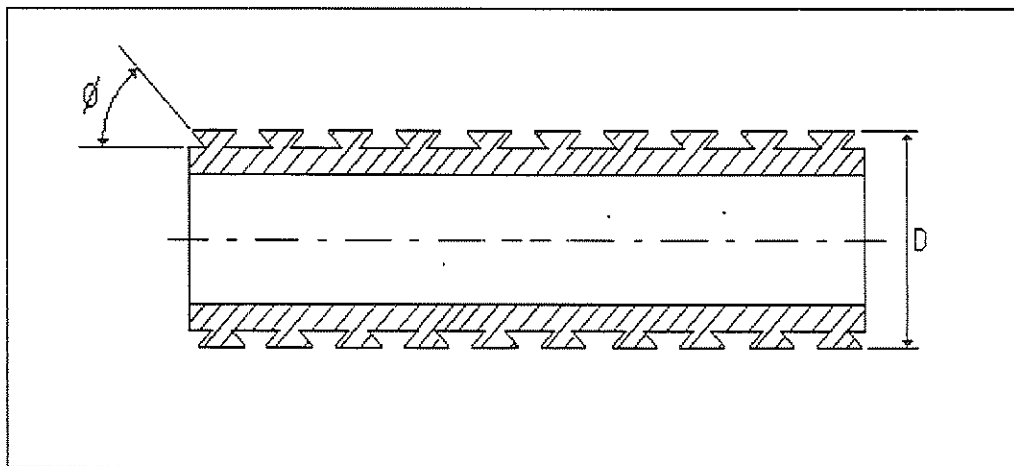


Figura 2.14- Configuração dos tubos utilizados por HSIEH & WENG (1997a)

O superaquecimento encontrado por HSIEH & HSUH (1994) nas superfícies intensificadoras foi inferior àquele verificado nas superfícies lisas. Este resultado, segundo os autores, depende principalmente do grau de

molhabilidade* do refrigerante, pois um refrigerante com maior molhabilidade inunda as cavidades maiores com líquido, as quais se tornam inativas, restando as cavidades menores, que exigem um superaquecimento maior para serem ativadas. Constatou-se, ainda, um superaquecimento duas vezes maior para o R-114 em relação a água, a qual apresenta um grau de molhabilidade inferior ao R-114. Embora a intensificação na transferência de calor obtida para o R-134a seja consideravelmente inferior àquela obtida para os demais refrigerantes, verificou-se, tanto para o R-134a como para a água e o R-114, melhores desempenhos para as superfícies com ângulo ϕ igual a 30° e 60° .

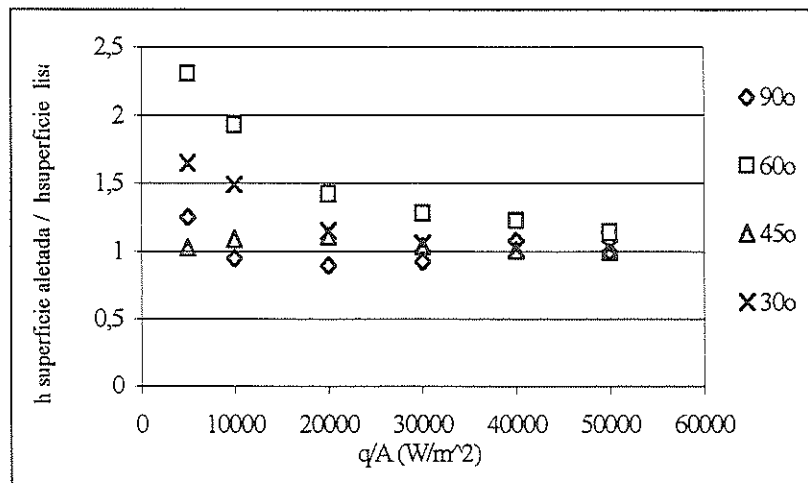


Figura 2.15- Desempenho de tubos com diferentes valores de ϕ em relação a tubos lisos, para o R-134a, $T_{sat}=4,4^\circ\text{C}$. HSIEH & HSUH (1994).

CHANG & YOU (1997) realizaram estudos objetivando caracterizar os efeitos de macro e micro estrutura** de superfícies intensificadoras no coeficiente de transferência de calor. Foram investigadas algumas superfícies lisas e aletadas comerciais. Superfícies não comerciais

*Molhabilidade, termo que caracteriza a capacidade do fluido molhar a superfície, sendo inversamente proporcional ao ângulo de contato β .

** Os autores caracterizaram como efeitos de micro estrutura aqueles responsáveis pelo número de cavidades ativas, como, por exemplo, a rugosidade superficial. Já os efeitos de macro estrutura são aqueles que tendem a interferir no desprendimento da bolha e, conseqüentemente, na resistência térmica entre a superfície e o líquido, como, por exemplo, a densidade de aletas.

foram estudadas em duas versões: uma lisa e outra com recobrimento especial desenvolvido pelos autores, denominado de ABM, e composto por uma mistura de alumínio, pó cerâmico e MEK*. Os testes foram realizados com o FC-87 e R-123, à pressão atmosférica. A superfície lisa recoberta com ABM mostrou uma intensificação no coeficiente de transferência de calor em relação àquele observado em superfícies lisas variando entre 200 e 380%, para o FC-87, e entre 140 e 280% para o R-123. Quando o ABM foi aplicado a uma superfície aletada com 709 aletas/m, verificou-se um incremento de 15 a 20% no coeficiente de transferência de calor em relação a uma superfície lisa recoberta com ABM. Fotograficamente concluiu-se que, embora na superfície aletada a geração de vapor aumente com a aplicação de ABM, grande parte deste vapor é bloqueado entre as aletas, do que resulta um aumento na resistência térmica e uma diminuição na frequência de bolhas, o que acaba por limitar a intensificação. Segundo GORENFLO et al (1993), a distância entre as aletas pode ser considerada como fator dominante na transferência de calor, embora, CHANG & YOU (1997) tenham concluído que fatores de micro geometria podem ser importantes em relação aos de macro geometria. Tal conclusão parece algo precipitada, tendo em vista que foi obtida com base numa única densidade de aletas. CHANG & YOU (1997) também compararam o desempenho das superfícies comerciais “High Flux” (superfície porosa) e Turbo-B, concluindo que tanto para o R-123 como para o FC-87 a primeira configuração apresenta desempenho térmico superior.

HAHNE et al (1991) analisaram a influência do número de aletas no desempenho térmico de um único tubo e em um arranjo vertical de dois tubos. O efeito conjunto da distância entre tubos e espaço entre aletas também foi analisado. Nessa pesquisa utilizaram o R-11 à pressão atmosférica normal e tubos aletados com 743 e 1024 aletas/m. Verificou-se um desempenho

* MEK designação adotada pelos autores que pode corresponder à designação comercial de algum produto.

superior para o tubo de maior densidade de aletas. Para o banco de tubos, concluiu-se que, na Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida, a distância entre tubos e a combinação desta com a densidade de aletas não exercem influência no coeficiente de transferência de calor.

CHUAN & CAREY (1987) estudaram superfícies com recobrimento constituído de partículas de vidro e cobre em suspensão junto a superfície, visando simular os efeitos da precipitação de contaminantes sobre as superfícies de troca de calor em sistemas de refrigeração. Os resultados experimentais indicaram que a deposição de partículas pode aumentar ou diminuir o coeficiente de transferência de calor para um dado fluxo de calor, resultado, segundo os autores, explicado por efeitos distintos:

- Intensificação da nucleação.
- Fluidização parcial da camada de partículas
- Mudança na condutividade média junto a superfície.

CHUAN & CAREY (1987) concluíram que os efeitos de intensificação da nucleação são desprezíveis quando comparados aos de fluidização e mudança de condutividade junto a superfície. Estes resultados conflitam com aqueles obtidos por CHANG & YOU (1997) para tubos onde as partículas estavam aderidas à superfície e não ocorria o fenômeno da fluidização parcial da camada de partículas.

2.3.4- Conclusões

Apesar do grande número de publicações, o fenômeno da Ebulição Nucleada em superfícies intensificadoras é pouco compreendido, devido à complexa interação fenomenológica entre as fases líquido e vapor com a superfície do tubo. Os estudos publicados geralmente apresentam uma análise comparativa de desempenho para diversos tubos comerciais, sem que ocorra um estudo qualitativo do fenômeno. Este exigiria observações fotográficas que

não foram realizadas pela maioria dos trabalhos de pesquisas consultados. Por outro lado, verifica-se, que, nenhum dos estudos relacionados na Tabela 2.2 analisou a influência da rugosidade das superfícies, fator determinante em superfícies lisas. Deste modo, foram comparadas superfícies com formas diferentes e possivelmente diferentes rugosidades. Logo, a constatação de que uma superfície apresenta um coeficiente de transferência de calor superior a outra, pode não ser só função da configuração superficial descrita por variáveis tais como número e formato de aletas, mas da ação conjunta de dois fatores: rugosidade e configuração superficial. Concluindo, é interessante destacar que, embora a maioria das análises visem aplicações comerciais imediatas, não existem estudos relativos a amônia, apesar desse refrigerante ser extensivamente utilizado em aplicações frigoríficas industriais.

2.4- Misturas Óleo-Refrigerante

2.4.1- Introdução

Embora existam algumas exceções, entre elas o ciclo de absorção e algumas tecnologias recentes ainda em desenvolvimento, como a termoacústica para “geração de frio”, a maioria dos sistemas de refrigeração baseia-se no ciclo de compressão a vapor. Este ciclo incorpora um compressor, equipamento que apresenta partes móveis, as quais, devido às suas características operacionais e construtivas, necessitam ser lubrificadas. Assim, alguma quantidade de óleo lubrificante é utilizada neste equipamento. Este óleo, devido a características construtivas do equipamento, entra em contato com o refrigerante no compressor, sendo mecanicamente arrastado até o condensador. Dali, como o óleo é solúvel na fase líquida do refrigerante, é transportado ao evaporador onde se deposita em virtude da evaporação do refrigerante. O retorno do óleo ao compressor, teoricamente, deveria se dar em sua totalidade através do arrasto causado pelo escoamento do refrigerante. Para o caso de aplicações da

amônia*, nas quais o refrigerante na fase líquido e o óleo lubrificante são imiscíveis, a utilização de equipamentos para separar o óleo lubrificante do refrigerante, não evita que uma certa quantidade de óleo atinja o evaporador.

A adição de óleo lubrificante, pode alterar drasticamente o desempenho do evaporador, pelo seu efeito no coeficiente de transferência de calor. Resultados experimentais demonstram que, para concentrações superiores a 3%, verifica-se sistematicamente uma diminuição no coeficiente de transferência de calor com a concentração de óleo. Tal comportamento pode ser verificado na Fig. 2.16, baseada na correlação proposta por HAHNE & NOWORYTA (1984), a partir do R-11 à pressão atmosférica normal. Daí a importância do estudo da mudança de fase das misturas compostas por refrigerante líquido e óleo lubrificante. Embora tal efeito não seja objeto do presente trabalho, dada sua importância, incorporou-se esta seção, resultando, desta forma, uma pesquisa bibliográfica mais completa.

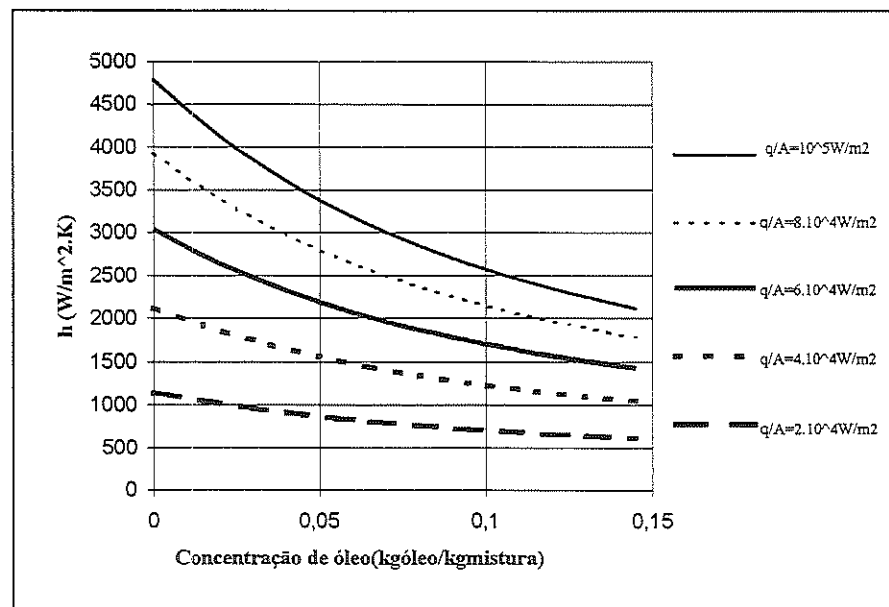


Figura 2.16-Variação do coeficiente de transferência de calor com a concentração de óleo, para fluxo de calor constante, utilizando a correlação de HAHNE & NOWORYTA (1984)

* Recentemente foram desenvolvidos alguns óleos lubrificantes miscíveis com a amônia.

O estudo da literatura relativa a este tema será desenvolvido de acordo com os seguintes tópicos:

- Correlações para o coeficiente de transferência de calor.
- Mecanismos responsáveis pelo efeito do óleo no coeficiente de transferência de calor.
- Intensificação da histerese da Curva de Ebulição com a concentração de óleo.
- Análise de misturas com concentrações de óleo inferiores a 3%, cujo comportamento ainda é pouco compreendido.

2.4.2- Correlações

A Tabela 2.3 apresenta correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na Ebulição Nucleada de misturas compostas por refrigerante e óleo de lubrificação, válidas para concentrações superiores a 3%. Para concentrações inferiores, pode-se utilizar, sem grande perda de precisão, correlações para refrigerantes puros. No desenvolvimento de tais correlações, os autores consideram a mistura uma solução homogênea, devido à completa miscibilidade entre refrigerante e óleo e à não ocorrência de reações químicas. Algumas das correlações exigem a determinação das propriedades físicas da mistura, as quais não são tabeladas e são de difícil determinação. Esse aspecto é agravado pelo constante surgimento de novos refrigerantes e óleos lubrificantes. Isto faz com que a utilização daquelas correlações seja questionável. As correlações apresentadas na Tabela 2.3, que serão discutidas adiante, não incorporam um mecanismo físico claro em suas concepções e, de forma análoga, às desenvolvidas para refrigerantes puros, adequam-se às condições experimentais para as quais foram desenvolvidas. No caso de misturas refrigerante/óleo, estas condições são mais restritas.

Tabela 2.3- Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para misturas de refrigerante e óleo.

Autor	Equação Nº	Correlações																				
HAHNE & NOWORYTA (1984)	(2.96)	$h = 0,085 \cdot [\exp(b_1 \cdot \omega) + \exp(b_2 \cdot \omega)] \cdot \left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{(0,89-B \cdot \omega)}$ <p>onde:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>mistura</th> <th>B</th> <th>b1</th> <th>b2</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>R-11/Clavus G100</td> <td>0,819</td> <td>7,347</td> <td>-4,074</td> </tr> <tr> <td>R-11/Clavus G68</td> <td>1,577</td> <td>14,18</td> <td>14,18</td> </tr> <tr> <td>R-11/óleo 22-12</td> <td>0,8469</td> <td>8,901</td> <td>-22,41</td> </tr> <tr> <td>R-11/ Acilooaromaticos</td> <td>2,079</td> <td>20,84</td> <td>7,404</td> </tr> </tbody> </table>	mistura	B	b1	b2	R-11/Clavus G100	0,819	7,347	-4,074	R-11/Clavus G68	1,577	14,18	14,18	R-11/óleo 22-12	0,8469	8,901	-22,41	R-11/ Acilooaromaticos	2,079	20,84	7,404
mistura	B	b1	b2																			
R-11/Clavus G100	0,819	7,347	-4,074																			
R-11/Clavus G68	1,577	14,18	14,18																			
R-11/óleo 22-12	0,8469	8,901	-22,41																			
R-11/ Acilooaromaticos	2,079	20,84	7,404																			
CHONGRUNGREONG & SAUER (1980)*	(2.97)	$h = 0,05253 \cdot \left[\frac{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right) \cdot L}{\mu_m \cdot h_{lv}} \right]^{0,569} \cdot \left(\frac{\mu_m \cdot C_p m}{k_m} \right)^{0,395} \cdot \left(\frac{p_{sat}}{101300} \right)^{1,695} \cdot \left(\frac{L}{0,01588} \right)^{-0,44} \cdot \left(\Phi_l \cdot \frac{\rho_m}{\rho_v} \right)^{1,579}$																				
CHONGRUNGREONG & SAUER (1980)*	(2.98)	$h = 6,17 \cdot \left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,55} \cdot (\Phi_l)^{3,65} \cdot \left(\frac{p_{sat}}{101300}\right)^{0,24}$																				
JENSEN & JACKMAN (1984)**	(2.99)	$\frac{h}{h_{(Eq. (2.19))}} = \exp(-4,095 \cdot \omega_{eff} - 55,11 \cdot \omega_{eff}^2)$																				
HSIEH & WENG (1997a)***	(2.100)	$Nu = 2114,225 \cdot \left(\frac{\dot{q}}{A} \cdot L\right)^{0,645} \cdot \Phi_l^{3,708} \cdot \phi^{-0,430} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot L^2 \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1,318}$ <p>para: $0,873 \leq \Phi_l \leq 1,000$ e $0,524 \leq \phi \leq 1,047$</p>																				

* Φ_l , fração volumétrica do refrigerante

** ω_{eff} , concentração efetiva de óleo definida por JENSEN & JACKMAN (1984) e discutida na seção 2.4.2.3

*** ϕ , ângulo da aleta definido conforme Fig. 2.14

2.4.2.1-Correlação de HAHNE & NOWORYTA (1984)

Os autores desenvolveram uma correlação simples para a determinação do coeficiente de transferência de calor em superfícies lisas para misturas refrigerante/óleo. Foi construído um banco de dados baseado em valores experimentais para misturas de R-11 com 4 diferentes tipos de óleos, comercialmente conhecidos como: Clavus G100; Clavus G68; Óleo 22-12 e Acriloaromáticos. Os experimentos foram realizados sob condições de pressão atmosférica normal, com o fluxo de calor variando entre $2 \cdot 10^4$ e 10^5 W/m². Através de uma análise de regressão aplicada ao banco de dados desenvolvido, determinou-se a Eq. (2.96). Os autores analisaram o efeito do expoente da Eq. (2.96) no coeficiente de transferência de calor e sua relação com a composição da mistura. Concluiu-se que o valor do expoente não depende exclusivamente da concentração, mas também do tipo de óleo. Segundo os autores, considerando que, no caso dos óleos analisados, as demais propriedades eram aproximadamente iguais, este aspecto está relacionado à variação da viscosidade do óleo e, conseqüentemente, da mistura junto à parede. Deste modo, os autores concluíram que a utilização de equações simples, semelhantes a Eq. (2.96) exige, para cada par refrigerante/óleo, um conjunto de coeficiente e expoentes empíricos diferente.

2.4.2.2-Correlação de CHONGRUNGREONG & SAUER (1980)

Os autores construíram um banco de dados baseado em resultados experimentais para misturas de R-11 e óleo lubrificante, para concentrações (base massa) de 0, 5 e 10% de óleo, a pressões de 1 e 2 atmosferas normais. Utilizaram tubos lisos comerciais de cobre com diâmetros externos de 16, 22 e 29 mm. Os ensaios foram realizados com três diferentes tipos de óleos à base de parafina, mas de diferentes viscosidades, comercialmente designados por:

3GS; 4GS; 5GS. Com base nos resultados experimentais obtidos, os autores concluíram o seguinte:

- Com o aumento da pressão, ocorre a intensificação da transferência de calor, resultado semelhante ao proporcionado por refrigerantes puros para pressões de 1 e 2 atmosferas normais.
- O coeficiente de transferência de calor decresce com a elevação da concentração de óleo. Para concentrações em massa de 10%, este decréscimo é drasticamente superior à concentração de 5%, quando comparados ao refrigerante puro.
- O coeficiente de transferência de calor decresce Com o aumento da viscosidade do óleo.

De forma análoga a STEPHAN & ABDELSALAN (1978), através de uma análise de regressão aplicada a este banco de dados, CHONGRUNGREONG & SAUER (1980) desenvolveram correlações generalizadas, Eqs. (2.97) e (2.98), constituídas por produtos de grupos adimensionais envolvendo propriedades do refrigerante puro e da mistura. Os grupos adimensionais que intervêm na correlação foram arbitrariamente selecionados pelos autores. Tais grupos, com exceção da fração volumétrica de refrigerante, são aqueles comumente utilizados nas correlações para refrigerante puro. A influência do óleo é representada implicitamente através das propriedades da mistura e, explicitamente, pelo parâmetro Φ_1 , que corresponde à fração volumétrica de refrigerante puro na mistura. Considerando que os dados referentes às propriedades de misturas óleo-refrigerantes são escassos e de difícil determinação, os autores propuseram a Eq. (2.98), de precisão inferior à anterior, mas incluindo apenas três parâmetros: fluxo de calor; fração volumétrica do refrigerante e pressão de saturação. CHONGRUNGREONG & SAUER (1980) desconsideraram os efeitos de tensão superficial, considerando-os desprezíveis em relação aos efeitos de difusão. Estes foram incorporados no modelo de JENSEN &

JACKMAN (1984), sendo considerados como responsáveis pela diminuição do coeficiente de transferência de calor com a concentração de óleo. O mecanismo da difusão consiste na migração do fluido (no caso, óleo) das regiões de maior para aquelas de menores concentração e será detalhado na discussão do modelo de JENSEN & JACKMAN (1984).

A Fig. 2.17 traz uma comparação entre as duas correlações de CHONGRUNGREONG & SAUER (1980) com os resultados experimentais de SILVA (1989). Constata-se um valor superior em torno de 45% para os resultados determinados pela Eq. (2.98) em relação a Eq. (2.97). Quando tais correlações são comparadas com os resultados experimentais de SILVA (1989), estes apresentam valores em média, cerca de 180 % superiores aos obtidos pela Eq. (2.97) e 90% à Eq. (2.98). Esta discrepância, como anteriormente citado, é característica de correlações baseadas em ajustes de dados experimentais e ocorrem comumente quando correlações são comparadas com bancos de dados.

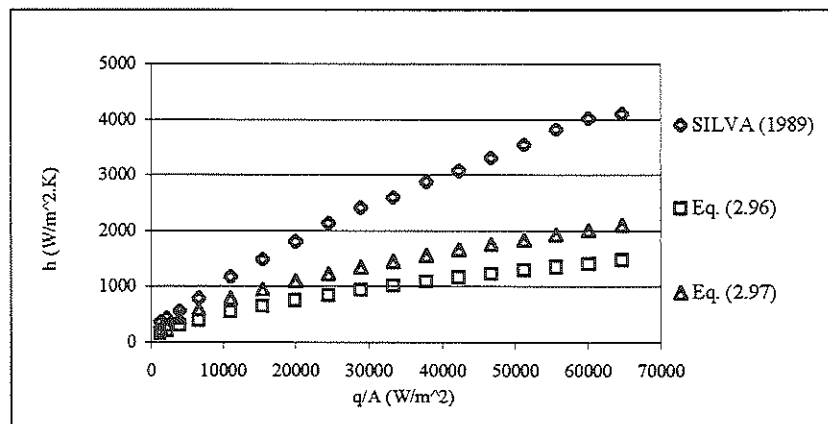


Figura 2.17- Comparação dos resultados experimentais obtidos por SILVA (1989) com as correlações propostas por CHONGRUNGREONG & SAUER (1980), para a mistura de R-11 com óleo 3GS, para $\omega=5\%$ e $p_{sat}=1,3$ bar.

2.4.2.3- Correlação de JENSEN & JACKMAN (1984)

Os autores basearam seu modelamento, que visa determinar o coeficiente de transferência de calor para misturas refrigerante/óleo, em resultados experimentais obtidos para uma mistura composta por R-113 e óleo de lubrificação. Utilizou-se um tubo liso de diâmetro igual a 12,7 mm, aquecido eletricamente e imerso em um banho saturado à pressão de uma atmosfera normal. Inicialmente, os autores apresentaram um resumo da literatura referente à determinação de propriedades de transporte para misturas refrigerante e óleo. Seu modelo envolveu as seguintes correlações relativas às propriedades de transporte da mistura:

$$k_m = k_i \cdot (1 - \omega) + k_{oi} \cdot \omega - 0,72 \cdot (k_{oi} - k_i) \cdot (1 - \omega) \cdot \omega \quad (2.101)$$

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{\omega}{\rho_{oi}} + \frac{1 - \omega}{\rho_i} \quad (2.102)$$

$$Cp_m = (1 - \omega) \cdot Cp_i + Cp_{oi} \quad (2.103)$$

$$\mu_m = \mu_i \cdot e^{\omega \left(\frac{\mu_{oi}}{\mu_i} \right)^{0,3}} \quad (2.104)$$

$$\sigma_m = \sigma_i + (\sigma_{oi} - \sigma_i) \cdot \sqrt{\omega} \quad (2.105)$$

Estas equações, segundo os autores, apresentaram ótimos resultados quando comparadas a resultados experimentalmente determinados.

Segundo JENSEN & JACKMAN (1984), a presença de óleo reduz a taxa de transferência de calor em virtude de um mecanismo segundo o qual o crescimento da bolha se dá em virtude da evaporação de líquido

superaquecido junto a parede para o interior da bolha. O óleo, sendo muito menos volátil que o refrigerante, não evapora, mas se espalha por toda interface líquido-vapor da bolha. Com o aumento da concentração de óleo na superfície da bolha, a difusão do refrigerante para a interface é comprometida, acabando por limitar sua evaporação, com a conseqüente redução na taxa de crescimento da bolha e da taxa de transferência de calor.

JENSEN & JACKMAN (1984) sugeriram que a transferência de calor se dá como resultado de uma combinação de efeitos macroscópicos e microscópicos. Os primeiros, segundo os autores, poderiam ser representados pelo modelo de FOSTER & ZUBER (1955), Eq. (2.13), segundo o qual o responsável pela transferência de calor é a agitação do líquido junto a parede causada pelo crescimento e desprendimento de bolhas. Já, os efeitos microscópicos, ilustrados na Fig. 2.18, ocorreriam na camada de espessura “z” junto à bolha e seriam responsáveis pela redução do coeficiente de transferência de calor com a elevação da concentração de óleo. Em seu modelamento, os autores assumiram que o óleo se acumula em uma camada de espessura “z” ao redor de uma bolha esférica, onde a concentração efetiva de óleo pode ser calculada como $\omega = m_{oi}/(m_{oi} + m_i)$, e o volume da camada dado por: $V = (4\pi/3) \cdot \left\{ [(d_b + 2 \cdot z)/2]^3 - (d_b/2)^3 \right\}$. A massa de óleo, neste caso, é determinada pela soma do óleo existente antes do enriquecimento $\omega \cdot \rho_m \cdot V$, e o óleo deixado após a evaporação do refrigerantes durante o crescimento da bolha, $\omega \cdot \rho_v \cdot \pi \cdot d_b^3 / [6 \cdot (1 - \omega)]$. A massa de refrigerante é igual a $(1 - \omega) \cdot \rho_m \cdot V$. Substituindo estas equações na expressão de ω , obtêm-se a seguinte equação para a concentração efetiva de óleo:

$$\omega_{eff} = \frac{\frac{\omega \cdot \rho_v \cdot d_b^3}{1 - \omega} + \omega \cdot \rho_m \cdot (6 \cdot d_b^2 \cdot z + 12 \cdot d_b \cdot z^2 + 8 \cdot z^3)}{\frac{\omega \cdot \rho_v \cdot d_b^3}{1 - \omega} + \rho_m \cdot (6 \cdot d_b^2 \cdot z + 12 \cdot d_b \cdot z^2 + 8 \cdot z^3)} \quad (2.106)$$

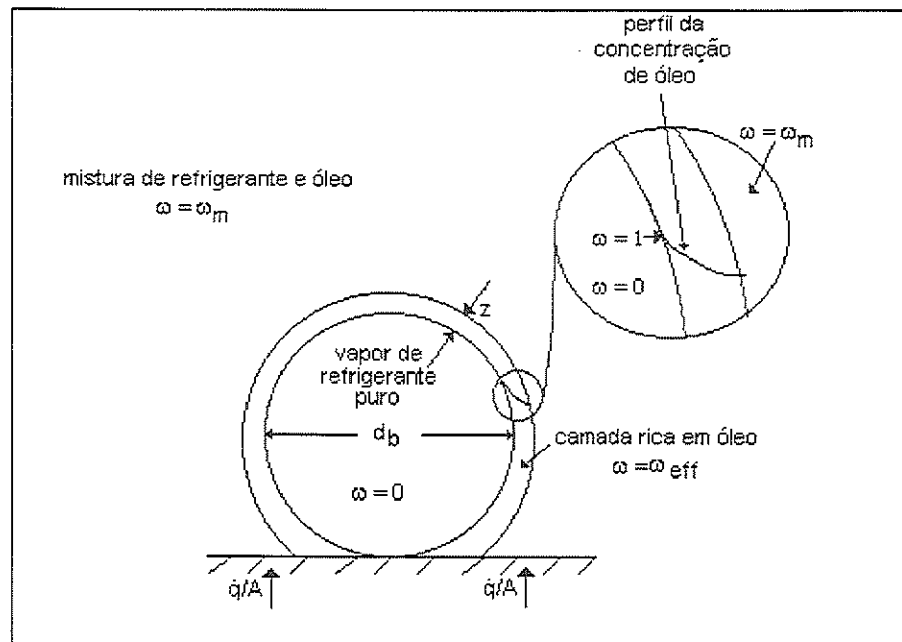


Figura 2.18- Modelo idealizado para o crescimento de uma bolha em misturas refrigerante/óleo, segundo JENSEN & JACKMAN (1984).

A espessura da camada enriquecida foi estimada como sendo igual a espessura da camada limite de difusão para um sólido “semi-infinito”. Esta espessura é dependente da difusividade do óleo no refrigerante, χ , e do tempo requerido para o desprendimento da bolha e pode ser aproximada, para camadas de pequena espessura por:

$$z = \left(\frac{\pi}{3}\right)^{1/2} \cdot (\chi \cdot t)^{1/2} \quad (2.107)$$

Os autores utilizaram uma correlação desenvolvida por VAN STRALEN apud. JENSEN & JACKMAN (1984) para estimar a taxa de crescimento de uma bolha para misturas, quando a difusividade exerce uma grande influência.

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{dd}{dt} = \frac{\Delta T}{\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) \cdot \left[\frac{h_{lv}}{Cp_l} + \left(\frac{\alpha_l}{\chi}\right)^{1/2} \cdot \frac{\Delta T_{eff}}{G_d} \right]} \cdot \left(\frac{3 \cdot \alpha_l}{\pi \cdot t}\right)^{1/2} \quad (2.108)$$

Integrando-se esta equação, determinou-se o tempo necessário para o desprendimento da bolha.

$$t = \left(\frac{d_b}{4 \cdot C_1}\right)^2 \quad (2.109)$$

onde:

d_b é dado pela Eq. (2.2)

$$e \quad C_1 = \frac{\Delta T}{\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) \cdot \left[\frac{h_{lv}}{Cp_l} + \left(\frac{\alpha_l}{\chi}\right)^{1/2} \cdot \frac{\Delta T_{eff}}{G_d} \right]} \cdot \left(\frac{3 \cdot \alpha_l}{\pi}\right)^{1/2}$$

O termo $\Delta T_{eff}/G_d$, que representa a redução efetiva no superaquecimento relativo à parede da bolha, é, segundo VAN STRALEN apud. JENSEN & JACKMAN (1984), dado por:

$$\frac{\Delta T_{eff}}{G_d} = \left(\frac{\chi}{\alpha_l}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{h_{lv}}{Cp_l}\right) \cdot \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{eff}} - 1\right) \quad (2.110)$$

onde:

$$G_d = \frac{(1-\omega) - X}{Y - X}$$

Assumindo que X , fração em massa de refrigerante na interface da bolha, é, aproximadamente, igual a zero, e Y , fração em massa de refrigerante no interior da bolha, é igual à unidade, resulta $G_d = 1 - \omega$. Rearranjando a Eq. (2.110), obtêm-se uma equação quadrática em ΔT_{eff} . Considerando que um resultado negativo para ΔT_{eff} não tem significado físico e dividindo o resultado positivo por G_d , tem-se:

$$\frac{\Delta T_{eff}}{G_d} = \frac{-C_2 + \sqrt{C_2^2 + 4 \cdot \Delta T \cdot C_2}}{2 \cdot (1 - \omega)} \quad (2.111)$$

onde:

$$C_2 = (1 - \omega) \cdot \left(\frac{\chi}{\alpha_1} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{h_{lv}}{Cp_1} \right)$$

Para a determinação da difusividade do óleo no refrigerante, os autores utilizaram uma correlação da literatura*, válida para líquidos apolares e soluções não ideais, dada por:

$$\chi = \frac{T}{\mu_m} \left[n \cdot \frac{M_{oi}^{0,5}}{\left(\frac{M_l}{\rho_l} \right)^{0,6}} + (1-n) \cdot \frac{M_l^{0,5}}{\left(\frac{M_{oi}}{\rho_{oi}} \right)^{0,6}} \right] \cdot 7,4 \cdot 10^{-12} \quad (2.112)$$

onde n é a fração molar de óleo no refrigerante e T pode ser aproximada pela temperatura de saturação do refrigerante puro.

*A Eq. (2.111) foi extraída de Chemical Engineers Handbook, 5th ed., McGraw-Hill, New York, p.3-224-3-225

Finalmente, combinando as Eqs. (2.106), (2.107), (2.109), (2.111) e (2.112), determina-se o valor do ω_{eff} , responsável pelo decréscimo no coeficiente de transferência de calor devido aos efeitos de difusão. Assim, através da Eq. (2.99), é possível determinar o desempenho térmico da ebulição de misturas compostas por refrigerante e óleo lubrificante.

Embora os resultados proporcionados pela correlação sejam próximos aos obtidos experimentalmente, os autores concluíram que é necessário desenvolver um banco de dados mais extenso, abrangendo vários refrigerantes, óleos lubrificantes e pressões, bem como o desenvolvimento de correlações mais precisas para a determinação das propriedades de transporte de misturas.

2.4.2.4- Correlação de HSIEH & WENG (1997a)

Utilizando superfícies de cobre lisas e aletadas, os autores realizaram mais de 50 experimentos envolvendo R-134a, água e suas misturas com óleo lubrificante. É interessante destacar que a água e óleo de lubrificação não são miscíveis. Durante os testes a temperatura de saturação no interior da cuba foi mantida aproximadamente igual a 4,4°C, para o R-134a, e 99,9°C, para a água. Buscou-se determinar a influência do ângulo ϕ , Fig. 2.14, e da concentração de óleo no coeficiente de transferência de calor. O óleo lubrificante utilizado tem a denominação comercial ICI EMKARATE RL e sua viscosidade dinâmica à temperatura de 40°C é, aproximadamente, igual a 74,1cSt.

Os resultados experimentais, para concentrações de óleo acima de 5%, revelam uma redução no coeficiente de transferência de calor. Esta redução torna-se drástica a concentrações da ordem de 10%. A Tabela 2.4 permite concluir que as superfícies com $\phi=30^\circ$ e 45° apresentam melhor desempenho. Esta tabela também mostra que, com o aumento de ω , ocorre uma redução mais significativa da intensificação para o R-134a do que para a

água. Este resultado pode estar relacionado à imiscibilidade apresentada pela mistura óleo-água. Para a comprovação desta hipótese haveria a necessidade de análise de outras misturas.

Tabela 2.4- Intensificação do coeficiente de transferência de calor para os resultados experimentais de HSIEH & WENG (1997a).

$\frac{\dot{q}}{A}$	25 kW/m ²							
	0%		2%		5%		10%	
ω								
refrigerante	H ₂ O	R-134a	H ₂ O	R-134a	H ₂ O	R-134a	H ₂ O	R-134a
Lisa	<i>1,00</i>	<i>1,00</i>	<i>1,00</i>	<i>1,00</i>	<i>1,00</i>	<i>1,00</i>	<i>1,00</i>	<i>1,00</i>
$\phi=30^\circ$	<i>1,83</i>	<i>1,87</i>	<i>1,60</i>	<i>1,86</i>	<i>1,62</i>	<i>1,10</i>	<i>1,76</i>	<i>1,18</i>
$\phi=45^\circ$	<i>2,06</i>	<i>1,34</i>	<i>2,05</i>	<i>1,21</i>	<i>1,52</i>	<i>1,09</i>	<i>1,94</i>	<i>0,94</i>
$\phi=60^\circ$	<i>1,62</i>	<i>1,10</i>	<i>1,45</i>	<i>0,95</i>	<i>1,15</i>	<i>0,90</i>	<i>1,52</i>	<i>1,10</i>

* Os valores apresentados em *itálico* correspondem à relação entre o coeficiente de transferência de calor para as condições especificadas, e o coeficiente à mesma concentração de óleo para superfície lisa.

Através de análises fotográficas, HSIEH & WENG (1997a) verificaram que a presença de aletas proporciona um incremento no número de cavidades ativas em sua vizinhança, fator considerado como responsável pela intensificação na transferência de calor para superfícies aletadas. A adição de óleo reduz o tamanho das bolhas e sua frequência de emissão, resultando numa taxa inferior de transferência de calor. Segundo os autores, esse efeito está relacionado à difusão de refrigerante do banho para a região de alta concentração de óleo lubrificante junto a bolha, resfriando conseqüentemente esta camada, e fazendo com que haja a necessidade de um maior superaquecimento da parede para o crescimento e posterior desprendimento da bolha. Tal resultado não foi observado por SILVA (1989), segundo o qual, embora a frequência de bolhas diminua, verificou-se um incremento do diâmetro de desprendimento de bolha com a elevação da concentração de óleo.

Em seu modelamento, HSIEH & WENG (1997a) utilizaram equações semelhantes às utilizadas por JENSEN & JACKMAN (1984) para a determinação das propriedades de transporte da mistura, com exceção da viscosidade para a qual os autores sugeriram a seguinte equação:

$$\frac{1}{\mu_m} = \frac{\Phi_l}{\mu_l} + \frac{(1-\Phi_l)}{\mu_{ol}} \quad (2.113)$$

que proporcionou resultados mais adequados.

Os autores correlacionaram seus resultados experimentais através de uma análise de regressão, utilizando adimensionais característicos das correlações de Ebulição Nucleada, anteriormente citados, tais como: número de Reynolds ebulitivo; Prandtl; $[\sigma/g \cdot d^2 \cdot (\rho_l - \rho_v)]$; e, acrescentando os grupos adimensionais Φ_l e ϕ . A correlação determinada por HSIEH & WENG (1997a), Eq. (2.99), aplica-se somente às condições específicas estudadas pelos autores. Embora, a mesma não tenha aplicação em projetos de evaporadores inundados, serve como ferramenta na interpretação da influência dos fatores Φ_l , ϕ na transferência de calor em Ebulição Nucleada de misturas compostas por refrigerante e óleo lubrificante.

2.4.3- Análise da Histerese na Curva de Ebulição

Na literatura aberta, conforme discutido no Capítulo 1, vários autores que estudaram a transferência de calor em Ebulição Nucleada têm citado a existência de determinado efeito de histerese nas Curvas de Ebulição. Este fenômeno consiste na obtenção de curvas distintas quando se eleva e quando se reduz o fluxo de calor. É interessante destacar que a histerese é reduzida, ou até mesmo eliminada, quando se aquece e esfria uma superfície a partir de condições em que a superfície esteve anteriormente ativa. A histerese, segundo SILVA (1989), ocorre devido a que, no início da redução

do fluxo de calor, a partir de um fluxo elevado, as cavidades não são desativadas na mesma razão em que foram ativadas no processo de elevação do fluxo de calor. Tal comportamento é evidente quando se considera a energia de ativação. Deste modo, para um mesmo nível de fluxo de calor, o número de cavidades ativas na região “descendente” é superior àquele da região “ascendente”, o que justifica a maior taxa de transferência de calor no primeiro, e, portanto, a ocorrência de histerese. Da mesma forma, justificasse a redução da histerese para um segundo aquecimento, pois um certo número de cavidades permaneceriam ativas após a redução do fluxo de calor, facilitando uma nova nucleação.

A diferença entre as referidas curvas (curvas de elevação e redução do fluxo de calor) é tanto maior quanto mais elevada a concentração de óleo. Tal comportamento ilustrado nas Figs 2.19 e 2.20, segundo DOUGHERY & SAUER (1974), YANG et al apud SILVA (1989) e STEPHAN & MITROVIC apud SILVA (1969), pode ser facilmente previsto se as teorias de nucleação forem consideradas, de acordo com as quais, o superaquecimento de ebulição é proporcional à tensão superficial do líquido em presença do seu vapor. Como a tensão superficial tende a se elevar com a concentração de óleo, tal comportamento fica plenamente justificado.

JACKMAN (1981), DOUGHERY & SAUER (1974) e SILVA (1989) observaram o fenômeno da histerese na Curva de Ebulição. Verificaram também que, para baixas concentrações de óleo lubrificante, o surgimento de bolhas e início da ebulição ocorre de forma abrupta sobre toda a superfície. Para altas concentrações a superfície é progressivamente tomada por cavidades ativas, sendo totalmente ocupada para fluxos de calor elevados. Segundo os autores este comportamento explica, para misturas com elevada concentração de óleo, a existência de “saltos” na Curva de Ebulição na região de transição entre Ebulição Nucleada e Convecção Natural. As Figs. 2.19 e 2.20, construídas com base em resultados experimentais obtidos por SILVA (1989), ilustram este fenômeno.

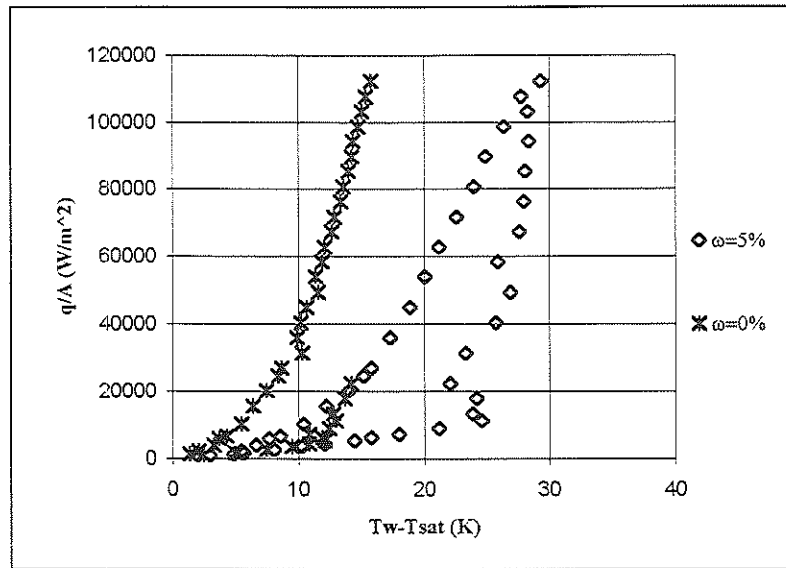


Figura 2.19- Comparação dos resultados experimentais de SILVA (1989) para o R-114, $T_{sat}=6,0^{\circ}\text{C}$.

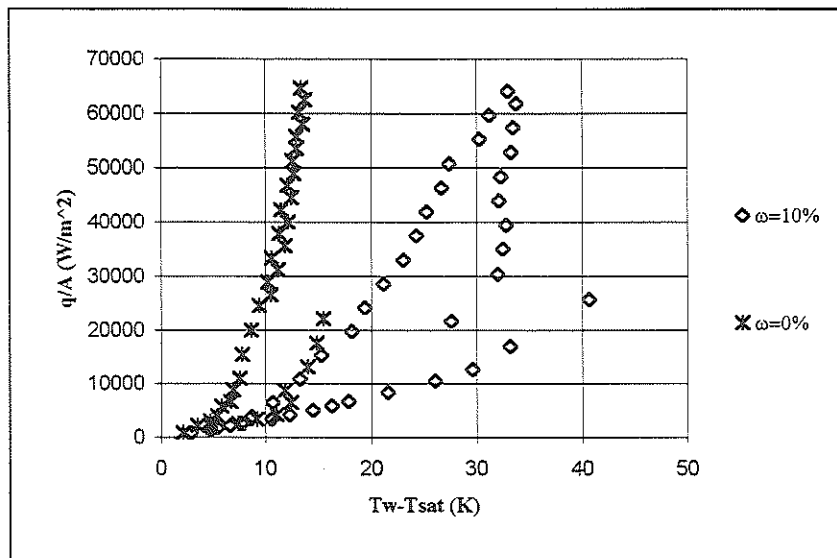


Figura 2.20- Comparação dos resultados experimentais de SILVA (1989) para o R-11, $T_{sat}=30,7^{\circ}\text{C}$.

2.4.4- Resultados Experimentais para Concentrações Inferiores a 3%

Alguns autores observaram que, para misturas compostas por refrigerantes halogenados com baixas concentrações de óleo lubrificante, ocorria uma intensificação na transferência de calor em relação aos resultados para o refrigerante puro. As Figs 2.21 e 2.22 apresentam a comparação de alguns resultados experimentais para superfícies lisas, obtidos por SILVA (1989), comparando o desempenho do R-113 puro com suas misturas com óleo lubrificante. Verifica-se intensificação na transferência de calor tanto para $\omega=0,03$ como para $\omega=0,01$, embora para esta concentração a intensificação seja sistematicamente maior. É interessante notar que, para a faixa de aplicações comerciais, compreendida entre os fluxos de calor de 15 a 50 kW/m², verifica-se um incremento no coeficiente de transferência de calor para ambas as situações.

DOUGHERY & SAUER (1974) verificaram intensificação no coeficiente de transferência de calor para misturas do R-113 com óleo até concentrações na ordem de 3%, para superfícies lisas à pressão atmosférica. Tais resultados diferem dos obtidos por HAHNE & NOWORYTA (1984) para o R-11, e JACKMAN (1981), para o R-113, os quais não indicaram qualquer incremento do coeficiente de transferência de calor.

MEMORY et al (1995) e HSIEH & WENG (1997a) verificaram que, para superfícies aletadas, a degradação de desempenho com o aumento da concentração de óleo, para concentrações superiores a 3%, é mais pronunciada. Segundo HSIEH & WENG (1997a), tal comportamento pode ser resultante do acúmulo de uma mistura mais rica em óleo nos espaços entre as aletas, causando, conseqüentemente, uma maior degradação do coeficiente de transferência de calor. Isto, segundo os autores, ocorre devido à evaporação do refrigerante, deixando, em conseqüência, uma mistura rica em óleo. Deve ser considerada, além disso, a dificuldade na remoção desse óleo, no espaço entre as aletas, por simples efeitos convectivos. HSIEH & WENG (1997a)

constatarem incrementos no coeficiente de transferência de calor em relação a água destilada pura para concentrações de óleo até 2%, tanto para superfície lisa como para superfície intensificadora com $\phi=45^\circ$. Resultado diferente do apresentado pelo R-134a, onde incrementos no coeficiente de transferência de calor foram verificados para superfície lisa e intensificadora com ângulo $\phi=30^\circ$. Esta diferença entre os dois “refrigerantes” pode ser função, segundo os autores, da maior molhabilidade do R-134a, fazendo com que este necessite um ângulo ϕ menor para que reste algum vapor na cavidade, facilitando uma nova nucleação. Tal explicação não parece consistente, pois, apesar de relacionar a influência do óleo, através da alteração da tensão superficial e, portanto, da “molhabilidade”, não justifica a não obtenção de algum incremento na transferência de calor para a água com $\phi=30^\circ$.

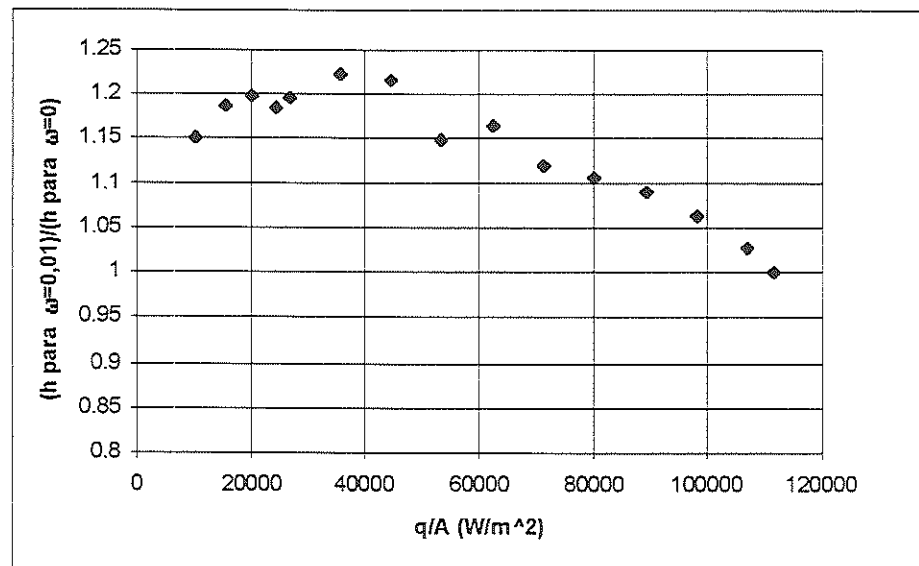


Figura 2.21- Relação entre os coeficientes de transferência de calor para mistura R-113 com óleo lubrificante, $\omega=0,01$ e refrigerante puro; $T_{sat}=47,5^\circ\text{C}$. SILVA (1989).

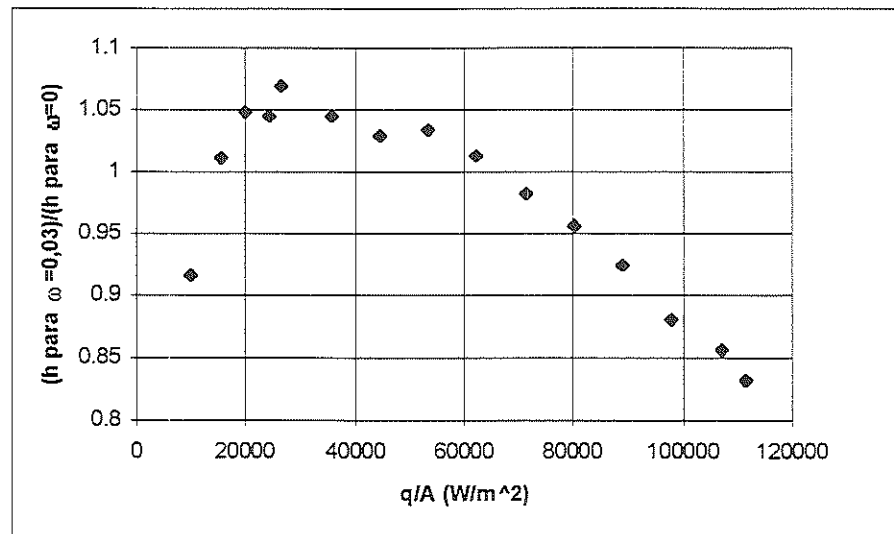


Figura 2.22- Relação entre os coeficientes de transferência de calor para mistura R-113 com óleo lubrificante, $\omega=0,03$ e refrigerante puro; $T_{sat}=47,5^{\circ}\text{C}$. SILVA (1989)

MEMORY et al (1995), embora não tenham verificado um incremento no coeficiente de transferência de calor para concentrações inferiores a 3% em superfícies lisas, constataram consideráveis incrementos em superfícies aletadas. Tal comportamento é atribuído à formação de espuma junto a superfície, incrementada em superfícies aletadas. Segundo os autores, tal comportamento seria resultante da formação de uma fina camada de líquido entre a espuma e a superfície aquecida, o que proporcionaria um aumento no coeficiente de transferência de calor através de um mecanismo similar ao da evaporação da microcamada. HSIEH & WENG (1997a) utilizaram o mesmo argumento, acrescentando, ainda, que a espuma poderia facilitar uma segunda nucleação e ajudar a eliminar o óleo junto da superfície. Segundo os autores, com o aumento da concentração de óleo lubrificante, estes efeitos de intensificação seriam contrabalançados com os efeitos de difusão do óleo, fazendo com que o desempenho da superfície fosse degradado. Mesmo sendo a formação de espuma utilizada por alguns autores como justificativa para o incremento na transferência de calor a baixas concentrações, esta (a espuma)

não foi verificada por SILVA (1989) em suas experiências, embora tenha constatado incrementos na taxa de transferência de calor na superfície aquecida para concentrações de óleo inferiores a 3%.

2.4.5 – Conclusões

Os estudos sobre Ebulição Nucleada de misturas compostas por refrigerante e óleo lubrificante caracterizam-se por um elevado número de lacunas e discordância entre diferentes autores. Deste modo, torna-se um tema interessante para novas pesquisas. As seguintes conclusões podem ser tiradas do presente estudo bibliográfico:

- Para concentrações de óleo lubrificante superiores a 3%, verifica-se um decréscimo no coeficiente de transferência de calor, quando comparado ao seu desempenho para refrigerante puro. Fato que ocorre tanto para superfícies lisas como intensificadoras.
- A intensificação na transferência de calor para concentrações de óleo inferiores a 3%, bem como os mecanismos responsáveis, ainda é um tema controverso e pouco conhecido.
- Os mecanismos considerados como responsáveis pelo decréscimo no coeficiente de transferência de calor para concentrações de óleo superiores a 3% são: formação de uma camada rica em óleo junto a interface da bolha, dificultando a difusão de refrigerante através desta camada e conseqüentemente sua posterior evaporação; incremento da tensão superficial intensificando as forças de retenção da bolha; redução da movimentação de líquido junto a superfície devido ao incremento da viscosidade; inibição dos efeitos de termocapilaridade, reduzindo a remoção de calor. Isto ocorre devido ao surgimento de um gradiente de concentração de óleo junto à superfície, do que resulta um gradiente de tensão superficial que promove o arrasto de líquido junto à interface líquido-vapor, em direção a superfície de aquecimento.

- Na transição entre Ebulição Nucleada e Convecção Natural, a elevação da concentração de óleo intensifica o afastamento entre as curvas de acréscimo e decréscimo de fluxo de calor na Curva de Ebulição, fenômeno denominado na literatura por histerese. Isto ocorre, segundo alguns autores, como resultado do incremento da tensão superficial e conseqüente elevação da energia de ativação da cavidade.

CAPÍTULO 3 - Correlações Simplificadas para a Avaliação de Propriedades de Refrigerantes Halogenados

3.1-Introdução

As pesquisas na área de Refrigeração estão orientadas no sentido de otimizar componentes e o próprio sistema que compõe o ciclo de compressão a vapor, tendo como objetivos significativas reduções no custo do produto e incrementos de eficiência, com implicações importantes tanto na racionalização do consumo energético como no meio ambiente. Uma das ferramentas com que conta o projetista na realização desses objetivos é a informática. Esta tem sido introduzida na indústria frigorífica de forma intensiva nos últimos dez anos. Nesse sentido, o desenvolvimento de programas de simulação de componentes e do próprio sistema frigorífico tem experimentado um significativo incremento pela disseminação do computador pessoal. Tais programas exigem a disponibilidade de correlações relativamente simples e precisas para a avaliação das propriedades termodinâmicas e de transporte dos refrigerantes. O presente capítulo trata justamente do desenvolvimento dessas correlações, aplicáveis aos refrigerantes halogenados no estado líquido e vapor saturado, presentes nos evaporadores e condensadores dos ciclos de compressão a vapor. Para o

projeto de tais equipamentos é necessário o conhecimento das características de perda de carga e coeficiente de transferência de calor, determinadas através de correlações compostas de propriedades termodinâmicas e de transporte, conforme discutido no Capítulo 2.

As correlações sugeridas neste capítulo foram desenvolvidas com base numa aplicação relativamente livre da Lei dos Estados Correspondentes, a qual afirma que gases de qualquer substância (pura ou mistura) apresentam a mesma equação de estado (relação pressão-volume-temperatura), quando as variáveis p , v e T são normalizadas com respeito aos valores críticos p_{crit} , v_{crit} e T_{crit} . COOPER (1981), baseado neste mesmo princípio, desenvolveu correlações para previsão das propriedades termodinâmicas e de transporte da água. Estas correlações foram utilizadas em COOPER (1981) e COOPER (1984), no desenvolvimento de uma correlação para o coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada, função exclusiva de propriedades reduzidas, Eq. (2.6). O presente capítulo se insere neste trabalho de maneira análoga, servindo como base para o desenvolvimento do Capítulo 4, cujo objetivo é o desenvolvimento de uma correlação para o coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada de refrigerantes halogenados.

Concluindo, as correlações desenvolvidas neste capítulo, caracterizam-se por sua generalidade e resultados satisfatórios, tanto no que diz respeito à simplicidade quanto à precisão.

3.2-Levantamento Bibliográfico

As correlações para a avaliação das propriedades de transporte de refrigerantes apresentam características que dificultam sua aplicação. Entre estas, podem ser citadas: a presença de um número elevado de constantes em expansões viriais, determinadas empiricamente para cada refrigerante; desvios médios relativamente elevados, no caso de correlações generalizadas (extensivas a distintos refrigerantes) associadas a expressões simples. O desvio

médio, como utilizado no presente trabalho, caracterizando a adequabilidade da correlação, é definido em termos da seguinte equação:

$$\bar{\lambda} = \frac{\sum_1^n |\text{valor tabelado} - \text{valor calculado}|}{n} \quad (3.1)$$

Algumas correlações da literatura podem ser observadas nas Tabelas 3.1 a 3.5, nas quais foram incluídas a correlação, os desvios médios e os fluidos para os quais são adequadas. As Figs. 3.1 e 3.2 apresentam a comparação entre algumas correlações encontradas na literatura, mostrando os resíduos em relação aos dados do Handbook of Fundamentals (1993) da ASHRAE*. Verifica-se claramente discrepâncias entre os resultados, que se repetem para as demais propriedades e podem ser atribuídas à utilização de diferentes bancos de dados ou, até mesmo, a conceitos e hipóteses introduzidos pelos autores no desenvolvimento.

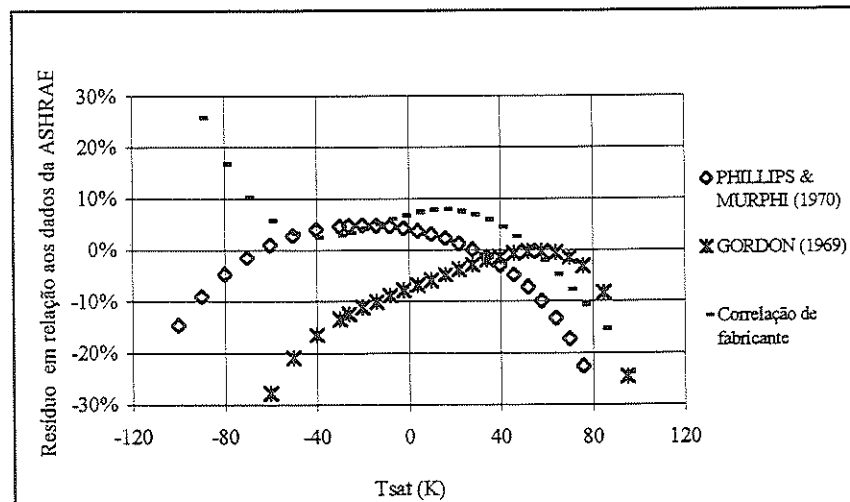


Figura 3.1- Comparação entre algumas correlações da literatura para μ_1 , R-134a.

*American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.

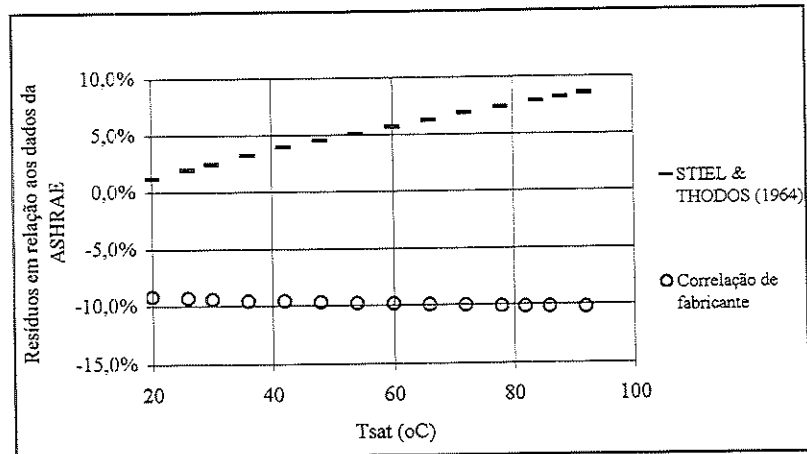


Figura 3.2- Comparação entre algumas correlações da literatura para k_v , R-123.

Tabela 3.1-Correlação para cálculo da tensão superficial de refrigerantes halogenados.

Autor	Equação N°	Refrigerante	Equação	Desvio Médio*
Okada	(3.2)	R-134a, R-123	$\sigma = \sigma_0 \cdot (1,0 - T_r)^f$	2,80 %
M. et al (1990)				

* O desvio médio foi calculado em relação aos dados da ASHRAE, conforme Eq. (3.1), determinado dentro da faixa de temperaturas de utilização e refrigerantes para as quais as correlações foram desenvolvidas.

Tabela 3.2- Correlações para cálculo da viscosidade do vapor saturado de refrigerantes halogenados.

Autor	Equação N°	Refrigerante	Equação	Desvio Médio*
Stiel & Thodos (1964a)	(3.3)	Equação genérica	$\mu_v^* \cdot \xi = (0,5124 \cdot T_r - 0,0517)^{0,82} \cdot z_{crit}^{-0,81}$ $\xi = T_{crit}^{1/6} \cdot M^{-1/2} \cdot \left(\frac{P_{crit}}{10^6}\right)^{-2/5} (\mu_v - \mu_v^*) \cdot \xi = 0,761931 \cdot \rho_r^{1,111}$ <p>$p/$ ($\rho_r < 0,1$) $(\mu_v - \mu_v^*) \cdot \xi = 2,79283 \cdot 10^{-2} \cdot (9,045 \cdot \rho_r + 0,63)^{1,739}$ $p/$ ($0,1 < \rho_r \leq 0,9$) $(\mu_v - \mu_v^*) \cdot \xi = 4,6 \cdot 10^{C1}$, $C1 = 3,0 - 10^{(0,6439 - 0,1005 \cdot \rho_r)}$ $p/$ ($0,9 < \rho_r \leq 2,6$)</p>	3,96 %
Dupont	(3.4)	R-123	$\mu_v = [1,0131 + 0,03224 \cdot (T - 273,15)] \cdot 10^{-6}$	0,12 %
Dupont	(3.5)	R-134a	$\mu_v = [1,021 + 0,038599 \cdot (T - 273,15)] \cdot 10^{-6}$	5,31 %

* O desvio médio foi calculado em relação aos dados da ASHRAE, conforme Eq. (3.1), determinado dentro da faixa de temperaturas de utilização e refrigerantes para as quais as correlações foram desenvolvidas.

Tabela 3.3-Correlações para cálculo da viscosidade do líquido saturado para refrigerantes halogenados.

Autor	Equação N°	Refrigerante	Equação	Desvio Médio*
Gordon et al (1969)	(3.6)	R-11, R-12, R-13, R-13b1, R-22, R-115, R-C318, R-502, R-21, R-113, R114	$(\mu_l \cdot 10^3) = 1.05 \cdot \exp[A \cdot (T - T_f) \cdot N^{-0.5}] + 0.01 \cdot \exp[B \cdot (T_{bn} + 20.0 - T) \cdot N^{-0.5}]$ $A = \frac{1}{\left\{ 32.0 - 4.0 \cdot T_f \cdot \left[1.0 - \left(\frac{T_f}{T_{bn}} \right)^{0.5} \right] \right\}}$ $B = 0.01 \cdot [8.7 - 0.038 \cdot (T_{bn} - T_f)]$	6,48 %
Philips e Murphi (1970)	(3.7)	R-11, R-12, R-13, R-13b1, R-22, R-23, R-113, R-114, R-142b, R-152, R-123, R-124, R-125, R-134a, R-32, R-141b	$\log_{10}(\mu_l \cdot 10^3) = A + \frac{B}{T} + C \cdot T + D \cdot T^2$	12,1 %
Dupont	(3.8)	R-123	$\mu_l = \left[\frac{-0.0007765 \cdot (T - 273.15)^3 + 0.12886 \cdot (T - 273.15)^2}{-9.0295 \cdot (T - 273.15) + 589.7} \right] \cdot 10^{-6}$	9,60 %
Dupont	(3.9)	R-134a	$\mu_l = \left[\frac{-0.0002191 \cdot (T - 273.15)^3 + 0.039304 \cdot (T - 273.15)^2}{-3.6494 \cdot (T - 273.15) + 267.67} \right] \cdot 10^{-6}$	5,67 %

* O desvio médio foi calculado em relação aos dados da ASHRAE, conforme Eq. (3.1), determinado dentro da faixa de temperaturas de utilização e refrigerantes para as quais as correlações foram desenvolvidas.

Tabela 3.4-Correlações para cálculo da condutividade do vapor saturado para refrigerantes halogenados.

Autor	Equação N°	Refrigerante	Equação	Desvio Médio*
Stiel & Thodos (1964b)	(3.10)	Equação genérica	$k_v^* = \mu_v^* \cdot C_{v,v} \cdot M^{-1} \cdot \left(C_1 + C_2 \cdot \frac{R}{C_{v,v}} \right)$ $(k_v - k_v^*) \cdot \xi \cdot z_{crit}^5 = 14.0 \cdot 10^{-8} \cdot [\exp(-0.535 \cdot \rho_r) - 1.0]$ <p>p/ $\rho_r < 0,5$</p> $(k_v - k_v^*) \cdot \xi \cdot z_{crit}^5 = 13.1 \cdot 10^{-8} \cdot [\exp(0.67 \cdot \rho_r) - 1.069]$ <p>p/ $0,5 < \rho_r \leq 2,0$</p> $(k_v - k_v^*) \cdot \xi \cdot z_{crit}^5 = 2.976 \cdot 10^{-8} \cdot [\exp(1.155 \cdot \rho_r) + 1.069]$ <p>p/ $2,0 < \rho_r \leq 2,8$, $\xi = T_{crit}^{1/6} \cdot M^{1/2} \cdot \left(\frac{p_{crit}}{10^6} \right)^{-2/3}$</p>	7,36 %
Dupont	(3.11)	R-123	$k_v = 0.009171 + 0.00003224 \cdot (T - 273.15)$	9,80 %
Dupont	(3.12)	R-134a	$k_v = 0.01212 + 0.000096 \cdot (T - 273.15)$	2,73 %
Ross, M. et al (1990)	(3.13)	R-134a	$k_v = -13.6162 + 0.09273 \cdot T$	2,73 %

* O desvio médio foi calculado em relação aos dados da ASHRAE, conforme Eq. (3.1), determinado dentro da faixa de temperaturas de utilização e refrigerantes para as quais as correlações foram desenvolvidas.

Tabela 3.5-Correlações para cálculo da condutividade térmica do líquido saturado para refrigerantes halogenados.

Autor	Equação N°	Refrigerante	Equação	Desvio Médio*
Li, C. (1970)	(3.14)	Equação genérica	$k_l \cdot \left(\frac{v_{bn}^2 \cdot M^{1/2}}{T_{bn}^{1/2}} \right) \cdot \left(\frac{v_{crit}}{v_{bn}} \right)^2 = 0,4815 - 0,2411 \cdot \left(\frac{T}{T_{bn}} \right)$	6,11 %
Yata, J. et al (1984)	(3.15)	R-11, R-12, R-13, R-13b1, R-22, R-23, R-113, R-114, R-142b, R-152a, R-123, R-124, R-125, R-134a	$k_l = (A + B \cdot T + C \cdot T^2) \cdot 10^{-3}$	4,39 %
Dupont	(3.16)	R-123	$k_l = 0,08908 - 0,000324 \cdot (T - 273,15)$	5,03 %
Dupont	(3.17)	R-134a	$k_l = 0,09537 - 0,000517 \cdot (T - 273,17)$	2,19 %
Ross, M. et al (1990)	(3.18)	R-134a	$k_l = (210,7 - 0,42061 \cdot T) \cdot 10^{-3}$	4,36 %

* O desvio médio foi calculado em relação aos dados da ASHRAE, conforme Eq. (3.1), determinado dentro da faixa de temperaturas de utilização e refrigerantes para as quais as correlações foram desenvolvidas.

3.3- Desenvolvimento das Correlações

A Lei dos Estados Correspondentes da Termodinâmica estabelece uma relação generalizada (extensiva a “qualquer” gás) entre pressão, temperatura e volume específico em termos de seus valores reduzidos (relativos aos correspondentes críticos). Em outras palavras, a relação entre a pressão, temperatura e densidade reduzidas independe do particular gás. Tal comportamento se verifica com razoável precisão para uma gama extensa de gases. A teoria cinética dos gases ilustra de forma bastante didática o fato das propriedades de transporte (calor específico, condutividade térmica, etc) constituírem-se em propriedades termodinâmicas, no sentido em que podem ser determinadas em termos de propriedades termodinâmicas primárias (ou mensuráveis), tais como pressão e temperatura. A partir desta idéia, estendendo a faixa de aplicabilidade da Lei dos Estados Correspondentes

a líquidos e vapores saturados, objeto do presente trabalho, seria possível, em princípio, estabelecer uma correlação generalizada para qualquer propriedade de transporte em termos da pressão e temperatura reduzidas. Adotando essa linha de raciocínio, COOPER (1981), conforme indicado no Capítulo 2, visando desenvolver uma correlação para o coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada, propôs uma correlação para a água do tipo:

$$(\text{propriedade})_i = p_r^{a_i} \cdot T_r^{b_i} \cdot (1 - T_r)^{c_i} \cdot 10^{e_i} \quad (3.19)$$

Os expoentes numéricos foram ajustados através de uma regressão linear de dados disponíveis na literatura. O mesmo autor sugeriu uma significativa simplificação da referida correlação pela introdução da Equação de Antoine*, resultando:

$$(\text{propriedade})_i = p_r^{a_i} \cdot (-\log_{10} p_r)^{b_i} \cdot 10^{e_i} \quad (3.20)$$

A idéia de Cooper de introduzir uma escala para as propriedades de transporte em termos de parâmetros críticos (uma forma livre da Lei dos Estados Correspondentes) foi utilizada no presente trabalho no desenvolvimento de correlações para as propriedades de transporte de refrigerantes halogenados. No caso, a escala relativa aos valores críticos se aplicou à pressão e temperatura, adotando-se outra condição (que não necessariamente a crítica) para a escala da particular propriedade. Tal procedimento foi introduzido com base em duas conclusões de ordem prática:

- A indisponibilidade de valores críticos de algumas propriedades ou um valor crítico inadequado para outras, como tensão superficial, cujo valor crítico é zero.

* Equação de Antoine: $\ln(p_{sat}) = a_a - \frac{b_a}{(T_{sat} - c_a)}$

- A constatação de menores desvios pela adoção de um estado distinto do estado crítico para a escala particular de propriedades.*

A Fig. 3.3 ilustra a variação com a temperatura reduzida da “tensão superficial reduzida” para diferentes refrigerantes. Observa-se que, dentro de uma faixa bastante limitada de desvios, a tensão superficial reduzida (escala relativa à pressão atmosférica normal) difere muito pouco para os refrigerantes utilizados nessa figura. Nessas condições, é possível desenvolver correlações generalizadas para refrigerantes halogenados de aplicação relativamente simples e passíveis de utilização no caso de refrigerantes que não constaram do banco de dados utilizados no seu desenvolvimento. As formas generalizadas adotadas no presente trabalho foram semelhantes às utilizadas por COOPER (1981), Eqs (3.19) e (3.20).

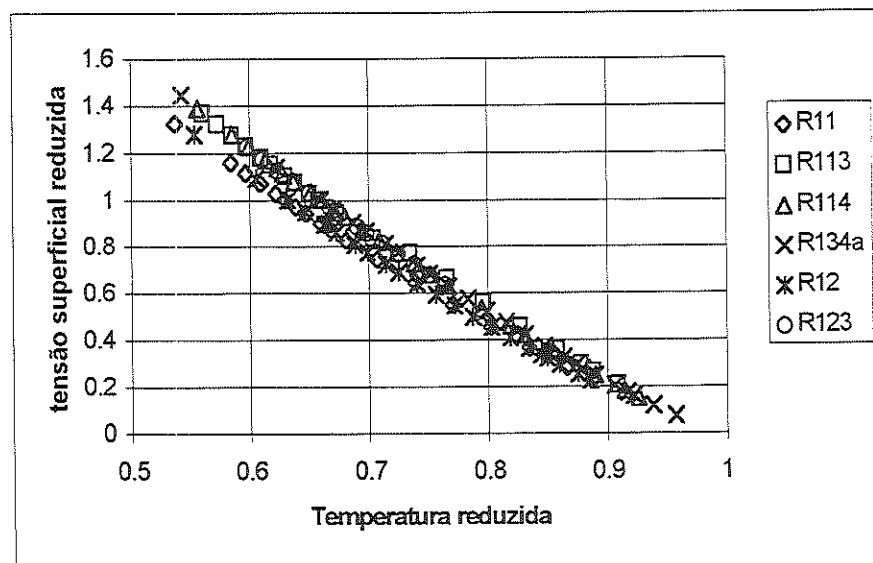


Figura 3.3- Comparação da tensão superficial reduzida relativa a pressão atmosférica normal para diferentes refrigerantes.

* Neste capítulo utilizar-se-á o termo propriedade reduzida num sentido amplo, significando que se utilizou uma escala relativa ao valor da propriedade em um dado estado distinto do crítico. No caso de pressão e temperatura, a escala é sempre relativa ao estado crítico.

Os expoentes das Eqs. (3.19) e (3.20), neste trabalho, foram determinados através de regressão linear múltipla dos dados das tabelas disponíveis no Handbook of Fundamentals da ASHRAE, envolvendo os seguintes refrigerantes: R-11, R-12, R-113, R-114, R-123, R-124, R-134a, R-142b, R-22 e R-502. Visando reduzir o desvio máximo, duas escalas foram ensaiadas: uma, relativa à pressão atmosférica normal (101,325kPa), e a outra, relativa ao valor da propriedade para $T_r=0,7$, conforme a seguinte correlação:

$$(\text{propriedade reduzida})_i = \frac{\text{propriedade à temperatura de trabalho}}{\text{propriedade à pressão de saturação de referência}} \quad (3.21)$$

Verificou-se, através das características apresentadas pelas curvas de resíduos, que o valor destes se eleva com o incremento da distância relativa ao valor tomado como referência. Isto é, ao tomar-se como referência o valor da propriedade à $T_r=0,1$, provavelmente, o resultado determinado através da correlação apresentará um resíduo maior para o valor da propriedade a $T_r=0,8$, do que para $T_r=0,6$. Deste modo, a escolha dos pontos utilizados como referência deu-se tomando por base que a maioria dos valores das propriedades na literatura, utilizados como banco de dados, centram-se ao redor destes pontos, os quais são representativos do comportamento da propriedade dentro de uma ampla faixa. Assim, através deste artifício, foram cobertas as aplicações no campo de refrigeração. Nas Tabelas 3.6 e 3.7 constam as correlações que apresentaram menores desvios médios para a propriedade em questão, escolhidas entre os valores de referência $T_r = 0,7$ e pressão atmosférica normal de saturação. No Apêndice I estão listadas as correlações obtidas para ambos os valores de referência, bem como os desvios médios, tanto para aquelas modeladas conforme Eq. (3.19), como para as modeladas segundo Eq. (3.20).

Visando facilitar o uso das correlações, eliminou-se a necessidade de conhecimento do valor da propriedade de referência, no caso o valor da propriedade à temperatura normal de saturação ou $T_r=0,7$, tendo sido este valor incorporado à constante multiplicativa. Esta é, assim, o resultado do produto de 10^a pelo valor da particular propriedade utilizada como referência nas condições de saturação.

É importante observar que, embora as correlações tenham sido obtidas com base nas propriedades tabeladas para os refrigerantes acima relacionados, as mesmas podem ser aplicadas a outros refrigerantes, resultando desvios relativamente reduzidos, como se pode observar nas Tabelas 3.6, 3.7 e no Apêndice I, para os refrigerantes R-125, R-152a e R-13, os quais não constam do banco de dados inicialmente utilizado. Esta é uma característica interessante do procedimento proposto no presente trabalho, o qual pode ser facilmente implementado, consistindo no seguinte: conhecendo-se o valor da propriedade a uma pressão de saturação característica da faixa de aplicação do refrigerante e utilizando as equações das Tabelas 3.6 e 3.7, determina-se, apenas, a constante multiplicativa característica do refrigerante em questão. Deste modo, com a incorporação desta constante à equação apresentada nas Tabelas 3.6 e 3.7, determina-se a equação correspondente à propriedade do novo refrigerante.

Afim de eliminar a necessidade de consulta à literatura para a determinação de p_{sat} (kPa) como função de T_{sat} ($^{\circ}$ C), foram desenvolvidas a Tabela 3.8 e a Eq. (3.22), equação comumente encontrada na literatura. A Tabela 3.8 também apresenta os valores de pressão e temperatura crítica dos refrigerantes analisados no presente capítulo. Estas propriedades são utilizadas na determinação de p_r e T_r .

$$\ln(p_{sat}) = A + \frac{B}{T_{sat} + 273,15} + C \cdot \ln(T_{sat} + 273,15) \quad (3.22)$$

Tabela 3.6- Constantes e correlações conforme Eq. (3.19), para determinação de propriedades de transporte. O estado de referência é o correspondente a pressão atmosférica normal de saturação caso não indicado em contrário

	C_{p_l} (J/(kg.K))			C_{p_v} (J/(kg.K))		
	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	569,6	-60 165	0,52	294,6	-80 125	1,68
R12	579,5	-70 75	0,38	286,5	-45 80	0,41
R123	622,4	0 170	4,46	339,8	-40 100	2,75
R134a	826,5	-70 80	0,85	403,0	-30 80	1,63
R113	995,3	0 140	0,83	345,1	40 145	2,52
R114	623,7	-40 110	0,83	320,9	-10 110	2,56
R22	729,3	-90 70	2,18	338,2	-50 70	5,42
R124	672,3	-60 100	0,57	348,5	-60 110	2,51
R142b	800,8	0 76	0,52	383,6	-50 100	0,81
R502	662,8	-70 40	2,80	294,3	-60 42	0,47
R125	702,2	-40 50	2,00	322,4	-70 62	4,49
R152a	1076,4	-50 92	1,91	553,6	-30 72	4,69
R13	508,7	-70 0	4,31	276,3	-60 0	1,99
Equação	$C_{p_l} = cte \cdot T_r^{-0,4} \cdot (1 - T_r)^{-0,308} \cdot p_r^{0,0166}$			$C_{p_v} = cte \cdot T_r^{-0,948} \cdot (1 - T_r)^{-0,527} \cdot p_r^{0,07}$		

	μ_l (Pa.s)***			μ_v (Pa.s)***		
	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	203,5	-30 145	7,50	13,56	-20 145	1,61
R12	198,2	-30 68	1,04	13,10	-35 68	1,81
R123	222,9	-20 78	1,29	12,29	50 125	1,44
R134a	213,2	-100 90	1,53	12,23	-90 90	4,37
R113	288,5	0 175	3,47	12,20	0 175	2,67
R114	245,9	-40 115	6,48	12,30	0 100	0,84
R22	175,3	-20 40	0,81	12,06	-18 18	0,75
R124	206,6	-60 110	3,94	11,38	26 100	1,29
R142b	255,8	-50 120	2,91	11,01	0 100	1,39
R502	212,3	-50 8	1,36	11,95	-52 75	0,89
R125**	211,3	-48 56	5,00	-----	-----	-----
R152a	151,6	-30 70	1,91	9,879	10 90	0,57
R13	162,5	-60 0	2,88	11,40	-70 0	1,07
Equação	$\mu_l = cte \cdot T_r^{0,614} \cdot (1 - T_r)^{0,285} \cdot p_r^{-0,321}$			$\mu_v = cte \cdot T_r^{-0,013} \cdot (1 - T_r)^{-0,13} \cdot p_r^{0,0877}$		

	ρ_l (kg/m ³)			ρ_v (kg/m ³)***		
	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	1613,6	-60 175	0,19	127,86	-20 190	2,09
R12	1622,8	-100 85	0,29	127,14	-50 70	1,31
R123	1627,1	-40 160	0,11	121,45	-10 180	2,01
R134a	1538,3	-100 90	0,21	110,36	-60 95	2,33
R113	1685,2	-30 180	0,24	130,09	0 205	1,66
R114	1690,2	-10 125	0,64	129,61	-16 110	1,09
R22	1533,8	-100 75	0,20	117,00	-70 90	2,34
R124	1646,4	-60 105	0,22	125,24	-40 115	1,60
R142b	1294,8	-50 125	1,31	101,58	-50 125	2,30
R502	1632,1	-70 70	0,14	126,48	-70 75	1,60
R125	1727,1	-70 58	1,73	123,09	-68 56	1,03
R152a	1113,0	-110 98	0,30	78,314	-30 90	2,72
R13	1677,2	-100 20	0,62	133,34	-100 24	1,79
Equação	$\rho_l = cte \cdot T_r^{-0,232} \cdot (1 - T_r)^{0,18} \cdot p_r^{0,00414}$			$\rho_v = cte \cdot T_r^{-1,43} \cdot (1 - T_r)^{-0,236} \cdot p_r^{1,05}$		

	k_l (W/(m.K))			k_v (W/(m.K))		
	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	78,13	-20 145	2,68	17,79	0 145	3,51
R12	73,21	-60 68	1,54	14,34	-60 68	1,08
R123	65,94	-20 100	1,94	19,69	20 92	0,76
R134a	92,10	-70 85	1,73	19,41	-30 85	4,00
R113	65,75	0 120	2,63	18,82	0 120	1,56
R114**	63,48	-10 120	1,35	-----	-----	-----
R22	97,59	-70 48	0,60	14,21	-50 48	1,96
R124	83,70	-60 100	0,95	15,34	-20 82	2,26
R142b**	79,21	-20 76	0,91	-----	-----	-----
R502	79,59	-60 20	0,23	13,96	-40 40	1,70
R125**	-----	-----	-----	-----	-----	-----
R152a**	108,7	-20 76	2,03	-----	-----	-----
R13	72,77	-70 0	0,89	13,23	-60 0	5,95
Equação	$k_l = cte \cdot T_r^{-0,926} \cdot (1 - T_r)^{0,181} \cdot p_r^{0,0217}$			$k_v = cte \cdot T_r^{1,39} \cdot (1 - T_r)^{-0,0375} \cdot p_r^{0,0275}$		

	h_l (J/kg)			h_v (J/kg)***		
	cte . 10 ⁻³ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ⁻³ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	341,33	-10 140	2,38	493,63	-60 195	0,98
R12	264,22	-40 80	1,62	416,17	-60 95	0,53
R123	336,89	-10 130	0,75	487,10	-40 180	0,87
R134a	259,55	-30 95	3,27	470,20	-80 90	0,67
R113	364,60	0 120	1,30	477,68	0 120	1,37
R114	292,92	-10 110	2,67	411,71	-80 110	1,12
R22	248,21	-60 90	2,41	476,12	-90 70	1,88
R124	276,76	-60 100	1,46	431,78	-60 120	0,66
R142b	298,30	-50 125	0,77	497,80	-50 125	0,48
R502	239,95	-70 70	0,71	399,67	-70 80	0,76
R125	217,28	-70 60	2,54	378,00	-70 64	0,52
R152a	302,15	16 110	3,59	594,24	-30 90	0,76
R13	183,78	-100 12	0,92	321,86	-88 0	1,18
Equação	$h_l = cte \cdot T_r^{1,0854} \cdot (1 - T_r)^{-0,0841} \cdot p_r^{0,01219}$			$h_v = cte \cdot T_r^{0,347} \cdot (1 - T_r)^{0,0192} \cdot p_r^{0,00923}$		

	h_{lv} (J/kg)			σ (N/m)		
	cte . 10 ⁻³ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ³ (N/m)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	281,47	-60 190	0,30	64,41	-60 195	0,64
R12	259,07	-90 95	0,50	56,30	-30 90	1,17
R123	270,63	-80 170	0,22	59,87	-40 150	0,19
R134a	345,42	-60 95	0,19	61,51	-90 90	0,87
R113	229,23	-30 160	0,14	55,23	-30 80	0,17
R114	211,51	-35 145	0,82	53,44	-75 130	0,23
R22	361,39	-100 90	0,08	65,31	-100 75	0,28
R124	262,18	-60 120	0,36	57,38	-60 120	0,94
R142b	339,39	-25 120	1,56	60,94	-12 100	0,78
R502	269,93	-70 70	0,47	56,21	-60 8	0,74
R125**	264,18	-66 48	0,52	-----	-----	-----
R152a	515,31	-30 90	0,27	50,11	-60 0	1,07
R13	233,54	-88 0	0,80	64,74	-10 90	1,24
Equação	$h_{lv} = cte \cdot T_r^{0,107} \cdot (1 - T_r)^{0,405} \cdot p_r^{-0,00412}$			$\sigma = cte \cdot T_r^{0,189} \cdot (1 - T_r)^{2,577} \cdot p_r^{-0,0141}$		

* Faixa de temperaturas para a qual os resultados foram comparados com os fornecidos pela ASHRAE, obtendo o desvio médio especificado.

**As tabelas da ASHRAE não fornecem dados das respectivas propriedades para possível comparação.

***Utilizado como referência o valor da propriedade a $T_r=0,7$.

Os refrigerantes em itálico não constaram no banco de dados utilizado na regressão.

Tabela 3.7- Constantes e correlações conforme Eq. (3.20), para determinação de propriedades de transporte. O estado de referência é o correspondente a pressão atmosférica normal de saturação caso não indicado em contrário

	C_{p_l} (J/(kg.K))			C_{p_v} (J/(kg.K))***		
	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	849,27	-60 170	1,23	625,09	-80 125	3,21
R12	858,66	-70 80	0,43	590,33	-90 80	1,55
R123	937,77	0 160	4,37	715,83	-40 100	3,69
R134a	1248,1	-70 78	0,79	860,16	-30 78	2,40
R113	921,53	0 170	2,04	723,07	40 145	3,77
R114	893,38	-40 110	1,04	676,44	-40 110	2,96
R22	1075,4	-90 65	0,79	714,96	-50 70	5,71
R124	1000,4	-60 100	0,84	735,62	-60 105	2,62
R142b	1195,9	0 76	0,84	799,72	-50 100	0,99
R502	1002,2	-70 40	3,42	669,01	-60 40	2,08
R125	1084,3	-44 55	1,14	634,45	-70 62	4,90
R152a	1612,0	-50 84	0,90	1163,9	-30 72	3,77
R13	761,91	-70 0	3,87	569,48	-70 0	1,18
Equações	$C_{p_l} = cte \cdot p_r^{-0,0411} \cdot (-\log(p_r))^{-0,275}$			$C_{p_v} = cte \cdot p_r^{-0,0421} \cdot (-\log(p_r))^{-0,451}$		

	μ_l (Pa.s)			μ_v (Pa.s)		
	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	157,2	-30 145	4,73	15,02	-20 145	1,02
R12	145,9	-30 68	4,55	14,69	-35 68	2,46
R123	167,5	-20 78	0,24	12,66	50 125	1,58
R134a	167,9	-60 78	3,01	13,20	-90 85	3,58
R113	221,6	0 165	2,79	13,79	0 175	2,29
R114	189,0	-40 115	4,08	13,87	0 100	0,43
R22	133,2	-20 40	1,80	13,60	-18 18	0,53
R124	164,9	-60 100	0,91	12,99	26 100	1,12
R142b	188,2	-25 120	9,17	12,36	0 100	0,79
R502	157,3	-70 8	3,19	13,45	-52 75	1,22
R125	166,8	-58 50	1,56	-----	-----	-----
R152a	116,6	-30 70	3,25	12,74	-70 0	3,87
R13	127,7	-60 0	2,04	11,31	10 90	0,49
Equações	$\mu_l = cte \cdot p_r^{-0,2011} \cdot (-\log(p_r))^{0,382}$			$\mu_v = cte \cdot p_r^{0,0619} \cdot (-\log(p_r))^{-0,136}$		

	ρ_l (kg/m ³)***				ρ_v (kg/m ³)***			
	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)		Desvio médio (%)	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)		Desvio médio (%)
R11	1385,9	-60	175	0,27	191,4	-60	190	1,92
R12	1396,7	-100	85	0,17	188,1	-30	110	1,37
R123	1377,0	-40	150	0,17	179,6	-40	160	1,40
R134a	1308,3	-100	90	1,23	163,6	-90	95	2,62
R113	1434,0	-30	180	0,20	191,6	-30	210	1,51
R114	1429,1	-35	125	1,14	193,7	-75	140	1,74
R22	1311,2	-100	75	0,30	173,4	-100	90	1,64
R124	1409,5	-60	105	1,06	183,6	-60	125	1,25
R142b	1114,8	-50	105	0,74	150,7	-50	125	1,16
R502	1392,8	-70	65	0,22	188,7	-70	75	1,67
R125	1487,1	-70	60	0,89	182,1	-50	60	0,81
R152a	949,10	-110	98	1,19	115,4	-90	90	1,75
R13	1464,1	-100	18	1,77	199,4	-92	24	1,53
Equações	$\rho_l = cte \cdot p_r^{0,009591} \cdot (-\log(p_r))^{0,202}$				$\rho_v = cte \cdot p_r^{0,902} \cdot (-\log(p_r))^{-0,191}$			

	k_l (W/(m.K))			k_v (W/(m.K))***				
	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)		Desvio médio (%)	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)		Desvio médio (%)
R11	74,57	-20	145	1,94	15,92	0	140	3,46
R12	69,72	-60	68	2,34	12,89	-60	68	2,07
R123	61,51	-20	100	1,97	18,12	20	92	0,48
R134a	83,83	-70	80	1,64	17,86	-30	85	3,22
R113	61,45	0	120	2,27	17,25	0	170	1,71
R114**	58,15	-40	120	0,71	-----	-----	-----	-----
R22	90,89	-70	48	0,68	12,85	-50	48	1,88
R124	78,19	-60	96	0,96	13,66	-20	92	3,91
R142b	73,99	-20	76	1,50	-----	-----	-----	-----
R502	74,13	-60	20	0,59	12,60	-40	40	2,04
R125	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
R152a	100,2	-20	76	2,03	11,60	-70	0	6,56
R13	69,06	-70	0	0,70	-----	-----	-----	-----
Equações	$k_l = cte \cdot p_r^{-0,02251} \cdot (-\log(p_r))^{0,252}$				$k_v = cte \cdot p_r^{0,1421} \cdot (-\log(p_r))^{-0,107}$			

	h_l (J/kg)			h_v (J/kg)***		
	cte . 10 ⁻³ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ⁻³ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	329,91	-10 140	1,60	471,07	-20 185	0,54
R12	257,83	-80 80	0,99	394,16	-70 100	0,54
R123	335,19	-10 130	0,96	465,54	-40 180	1,13
R134a	258,85	-30 90	2,78	445,33	-70 90	0,35
R113	359,29	0 120	1,37	451,45	-30 120	1,39
R114	286,28	-10 110	2,52	389,94	-80 145	1,18
R22	241,47	-60 80	2,39	450,94	-90 75	1,88
R124	274,89	-60 98	1,09	408,94	-60 120	0,89
R142b	289,24	-50 110	1,04	471,47	-50 125	0,44
R502	232,15	-70 60	0,90	378,53	-70 70	0,65
R125	213,28	-70 56	2,57	358,01	-70 64	0,64
R152a	295,75	15 105	3,48	569,38	-60 90	0,51
R13	175,78	-100 12	1,49	304,08	-90 0	0,73
Equações	$h_l = cte \cdot p_r^{0,0909} \cdot (-\log(p_r))^{0,146}$			$h_v = cte \cdot p_r^{0,0408} \cdot (-\log(p_r))^{0,00712}$		

	h_w (J/kg)			σ (N/m)***		
	cte . 10 ⁻³ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ³ (N/m)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	179,89	-30 195	0,67	19,46	-40 180	1,32
R12	166,59	-90 105	0,86	17,21	-70 80	0,37
R123	169,54	-40 180	0,11	16,78	-10 160	0,67
R134a	215,02	-60 100	0,65	16,83	-60 80	0,71
R113	144,98	-30 205	0,85	16,05	-30 80	1,91
R114	133,59	-35 145	1,13	15,33	-55 145	0,94
R22	229,33	-80 90	0,30	19,27	-90 95	1,42
R124	164,93	-60 120	0,28	15,81	-60 115	2,29
R142b	216,77	-35 125	1,25	18,22	-12 125	4,07
R502	170,71	-70 65	0,46	16,42	-60 8	0,18
R125	165,57	-70 48	0,90	-----	-----	-----
R152a	322,90	-80 100	0,37	18,14	-10 105	1,31
R13	148,63	-100 0	0,11	15,57	-100 0	0,82
Equações	$h_{lv} = cte \cdot p_r^{0,048} \cdot (-\log(p_r))^{0,4}$			$\sigma = cte \cdot p_r^{0,123} \cdot (-\log(p_r))^{1,23}$		

* faixa de temperaturas para a qual os resultados foram comparados com os fornecidos pela ASHRAE, obtendo o desvio médio especificado.

**As tabelas da ASHRAE não fornecem dados sobre a condutividade do vapor para o R-114 a temperatura de saturação

***Utilizado como referência o valor da propriedade a $T_r=0,7$.

Os valores em itálico não foram utilizados no banco de dados utilizado na regressão

Tabela 3.8- Constantes para determinação da pressão de saturação referentes a Eq. (3.22).

	Propriedades Críticas		Constantes para cálculo da pressão de saturação			
	Pressão Crítica (kPa)	Temperatura Crítica (°C)	A	B	C	Faixa de Temperatura (°C)
R11	4406	198,0	38,8240	-3873,61	-2,50319	-20 120
R12	4113	112,0	28,9365	-2757,41	-1,10598	-30 70
R123	3674	183,8	42,7186	-4198,81	-3,02138	-10 100
R134a	4067	101,1	32,7960	-3131,91	-1,55916	-30 90
R113	3437	214,1	45,6075	-4536,82	-3,45455	-20 130
R114	3259	145,7	38,2932	-3616,69	-2,43743	-30 120
R124	3660	122,5	33,3791	-3266,97	-1,67924	-40 120
R142b	4120	137,1	21,8761	-2727,22	0,000631	-50 125
R22	4974	96,0	32,4167	-2869,84	-1,56724	-50 70
R502	4075	82,2	31,5094	-2734,30	-1,46906	-50 70
R125	3630,6	66,3	30,8051	-2737,43	-1,31289	-70 66
R152a	4492	113,5	25,0244	-3080,96	-0,0046239	-110 110
R13	3865	28,8	29,1062	-2183,77	-1,17824	-100 28

3.4- Análise de Resíduos para as Correlações Desenvolvidas no Presente Capítulo

As correlações aqui desenvolvidas se caracterizam por bons resultados, conforme pode ser verificado nas Figs. 3.4 a 3.7, consideradas representativas. A Fig. 3.4 apresenta uma comparação entre as correlações propostas para a determinação da tensão superficial. Nesta figura constata-se que as correlações referidas à $T_r=0,7$ apresentam melhores resultados, o que, conforme pode ser notado nas Tabelas 3.6 e 3.7, não é comum a todas as propriedades. A Fig. 3.5 apresenta uma comparação entre as curvas de resíduos para determinação de μ_1 , pela Eq. (3.19), obtidas para distintos refrigerantes, indicando tendências semelhantes para os mesmos. Este resultado é comum às demais propriedades e correlações da Tabela 3.7.

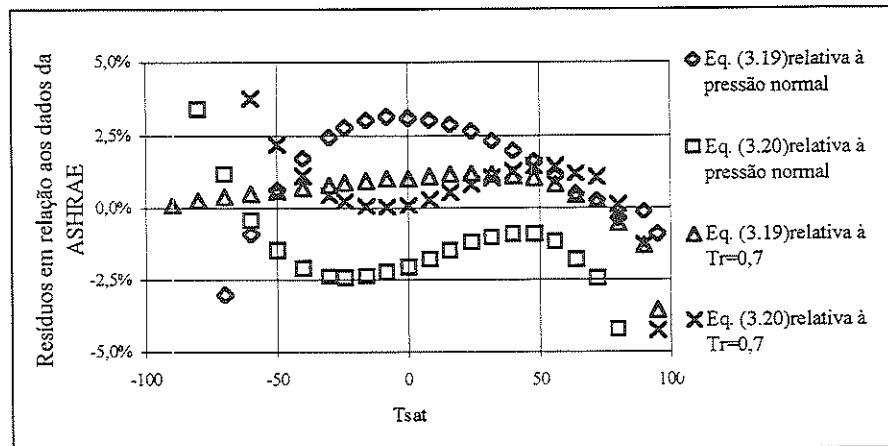


Figura 3.4- Comparação entre correlações, para determinação da tensão superficial do R-134a, elaboradas no presente trabalho para as distintas condições de referência

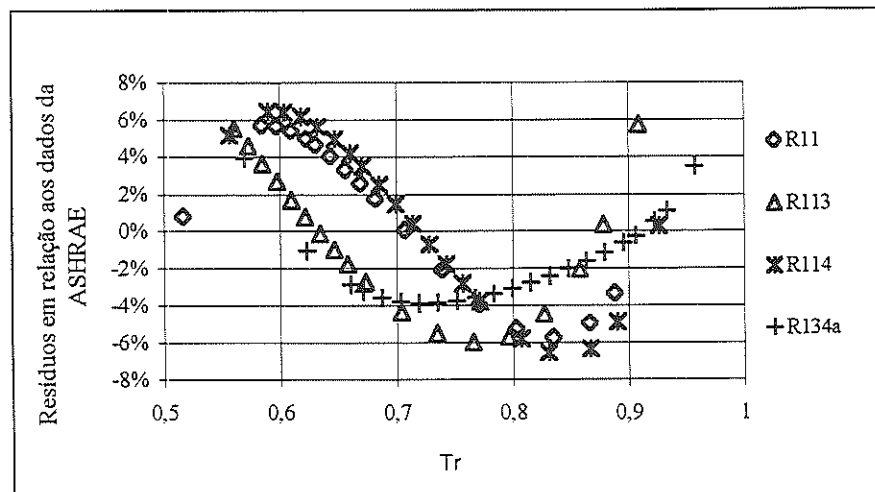


Figura 3.5- Curva de resíduos para a viscosidade do líquido saturado em relação aos dados da ASHRAE.

As Tabelas 3.6, 3.7 e o Apêndice I apresentam os desvios médios encontrados, calculados em relação aos valores utilizados como banco de dados. É interessante destacar que a curva de resíduos para as correlações encontradas na literatura e as desenvolvidas neste trabalho apresentou, de forma geral, uma variação aproximadamente senoidal, conforme pode ser verificado nas Figs. 3.4, 3.5, 3.6 e 3.7.

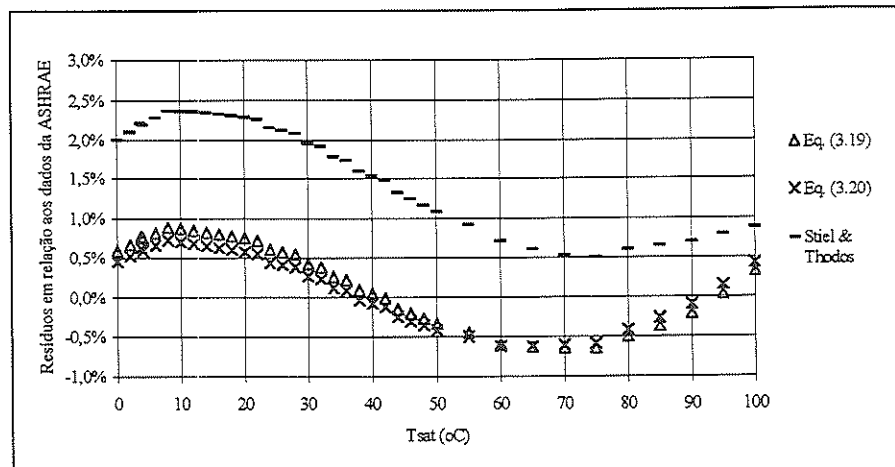


Figura 3.6 - Curva de resíduos para a viscosidade do vapor saturado de R-114 em relação aos dados da ASHRAE (1993).

Os maiores resíduos foram verificados na região do ponto crítico e da linha tripla, resultado já esperado e característico das correlações da literatura, podendo ser considerado não significativo devido às faixas de pressão e temperaturas utilizadas nas aplicações frigoríficas. Concluindo, é interessante observar que tanto as correlações da literatura quanto as propostas no presente trabalho, não reproduzem adequadamente o comportamento das propriedades numa ampla faixa de temperaturas. Tal conclusão, conforme sugerido por BOX (1978), resulta das características apresentadas pelas curvas de resíduos, as quais não se caracterizam por um comportamento aleatório, mas apresentam claras tendências, geralmente, com formato senoidal. Esta característica é relevante no sentido de sugerir o desenvolvimento de correlações mais precisas, as quais, entretanto, poderiam se caracterizar por formas muito mais complexas que as obtidas neste trabalho. É interessante destacar que algumas correlações, como a Eq. (3.10), mesmo sendo muito mais complexas, envolvendo variáveis como o fator acêntrico de Pitzer e o fator de compressibilidade no ponto crítico, apresentam curvas de resíduos semelhantes às das correlações desenvolvidas no presente trabalho.

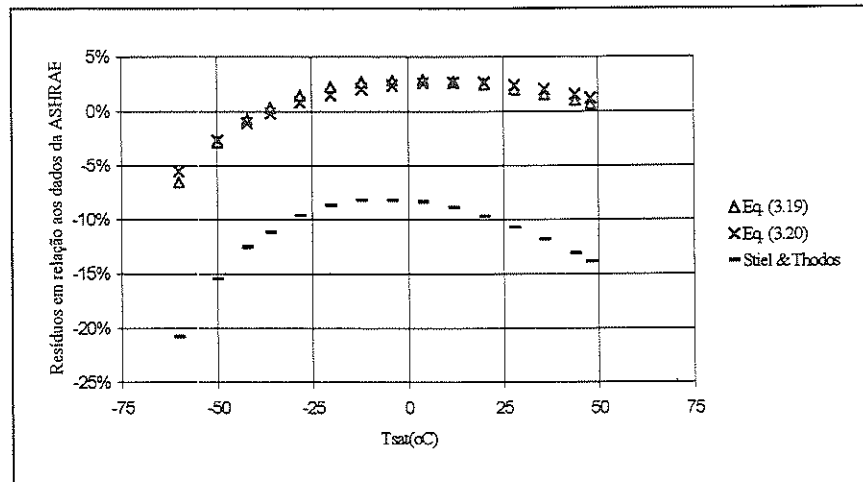


Figura 3.7 - Curva de resíduos para a condutividade do vapor saturado de R-22 em relação aos dados da ASHRAE (1993).

3.5- Possibilidade de Generalização para H_2O e NH_3

Tentativas de generalizar as correlações para a água e amônia foram realizadas, resultando, entretanto, desvios muito maiores que os obtidos com correlações exclusivas para refrigerantes halogenados. Tais resultados podem ser avaliados na Tabela 3.9 e nas Figs 3.8 e 3.9. O comportamento diferenciado para a H_2O e NH_3 pode ser justificado através de uma análise minuciosa da Lei dos Estados Correspondentes. Esta permite concluir que, na realidade, o fato de os gases terem a mesma equação de estado quando as variáveis p , v e T são normalizadas em relação as propriedades críticas p_{crit} , v_{crit} e T_{crit} , só é válido para grupos de substâncias cuja constituição molecular é relativamente similar.

Tabela 3.9- Comparação dos resultados obtidos para a amônia e a água através das equações da Tabela 3.6 em relação aos dados da ASHRAE (1993)

Desvio Médio (%)						
Propriedade	C_{p_l}	C_{p_v}	μ_l	μ_v	ρ_l	ρ_v
Água [*]	2,31	12,76	14,23	3,09	1,23	3,12
Amônia ^{**}	0,73	9,72	43,2	0,43	17,7	199,0
Propriedade	k_l	k_v	h_l	h_v	h_{lv}	σ
Água [*]	11,40	8,06	20,31	5,05	3,01	8,41
Amônia ^{**}	24,4	4,20	139,0	7,10	23,8	56,0

* A faixa de temperaturas para a qual os resultados foram comparados com os fornecidos pela ASHRAE para a água, obtendo o desvio médio especificado conforme Eq. (3.1), foi de 70 a 360°C.

** A faixa de temperaturas para a qual os resultados foram comparados com os fornecidos pela ASHRAE para a amônia, obtendo o desvio médio especificado conforme Eq. (3.1), foi de -40 a 105°C.

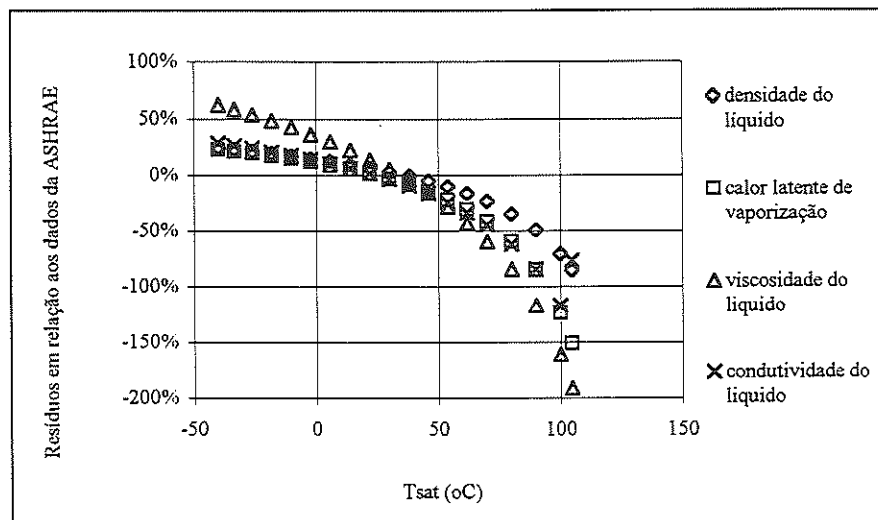


Figura 3.8- Comparação dos resultados para a amônia em relação aos dados da ASHRAE (1993) utilizando as equações da Tabela 3.6.

Deste modo, a rigor, deveria ser introduzido um efeito adicional, envolvendo o grupo de substâncias similares. Este efeito pode ser caracterizado por um fator de compressibilidade, z , definido conforme Eq. (3.23), cujo valor para gases ideais é igual a um.

$$z = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} \tag{3.23}$$

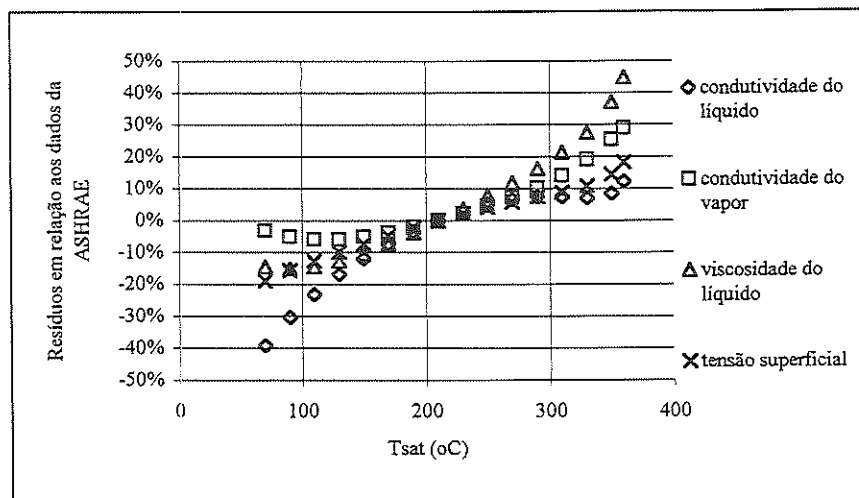


Figura 3.9- Comparação dos resultados para a água em relação aos dados da ASHRAE (1993) utilizando as equações da Tabela 3.6

O fator de compressibilidade em termos de propriedades reduzidas pode ser escrito como:

$$z = z_{crit} \cdot \frac{p_r \cdot v_r}{T_r} \tag{3.24}$$

onde z_{crit} é o fator de compressibilidade no ponto crítico:

$$z_{crit} = \frac{p_{crit} \cdot v_{crit}}{R \cdot T_{crit}} \tag{3.25}$$

Para um determinado gás é válida uma equação do seguinte tipo: $v_r = v_r(p_r, T_r)$, a qual, combinada com a Eq. (3.24), define o terceiro parâmetro da Lei dos Estados Correspondentes. Este parâmetro está associado às características moleculares e pode ser escrito conforme a seguinte expressão:

$$z = z(T_r, p_r, z_{crit}) \tag{3.26}$$

Uma alternativa ao uso de z_{crit} foi proposta por Pitzer apud BEJAN, A. (1988). O autor propôs um método para quantificar a diferenciação apresentada entre as curvas de p_r vs T_r para diferentes fluidos. Pitzer atribuiu esta diferença ao grau de simetria esférica do campo de forças moleculares associado ao particular fluido, assumindo que fluidos exibindo características de campo similares seriam representados pela mesma curva p_r vs T_r . Assim, Pitzer definiu um fator denominado “fator acêntrico”, ω , determinado segundo Eq.(3.27), abaixo. Tal fator leva em consideração o grau de simetria esférica do campo de forças moleculares do fluido. O estado de referência adotado para ω corresponde a uma temperatura reduzida de 0,7. É interessante destacar que fluidos apolares, tais como o metano, apresentam $p_r = 0,1$ para $T_r = 0,7$ e conseqüentemente $\omega = 0$.

$$\omega = -\log_{10}(p_r) - 1,000 \quad (3.27)$$

Deste modo, tanto o fator ω como z_{crit} são comumente encontrados em correlações de propriedades termo-físicas de gases, onde são utilizados como fatores de correção, incorporando, assim, as diferenças de comportamento entre as propriedades para grupos de fluidos com diferentes características de polaridade molecular.

A Tabela 3.10 apresenta alguns valores do fator de compressibilidade crítico e do “fator acêntrico” de Pitzer. Percebe-se que, a amônia e a água caracterizam-se por possuírem valores de ω e z_{crit} distintos dos valores apresentados pelos refrigerantes halogenados*. Estes, no entanto,

* Definindo-se valores aritméticos médios de ω e z_{crit} para os refrigerantes halogenados listados na Tabela 3.10, constata-se que:

- Os desvios para z_{crit} apresentados para os refrigerantes halogenados, em relação ao valor médio acima referido, são inferiores a $\pm 2\%$, já para amônia e água são respectivamente -13 e -6% .
- Os desvios para ω apresentados para os refrigerantes halogenados, em relação ao valor médio acima referido, são ao redor de 5% , já para amônia e água são respectivamente -12 e 39% .

apresentam valores relativamente próximos, o que justificaria, em princípio, o uso de correlações generalizadas as propriedades de transporte dos mesmos. Tais correlações, no entanto, seriam inadequadas para a amônia e a água, como pode-se concluir dos desvios de ω e z_{crit} . Embora não esteja dentro do escopo deste trabalho, devido a um possível incremento na complexidade das equações, a incorporação de fatores que envolvam as características moleculares poderia permitir a extensão do presente método a outros fluidos como a água e a amônia.

Tabela 3.10- Fator de compressibilidade crítico e fator acêntrico de Pitzer.

Fluido	z_{crit}	ω	Fluido	z_{crit}	ω
Amônia	0,242	0,250	H ₂	0,305	-0,22
Argônio	0,291	-0,004	CH ₄	0,288	0,008
Butano	0,274	0,193	Xe	0,286	0,002
CO ₂	0,274	0,225	Ne	0,311	0,000
CO	0,295	0,049	NO	0,25	0,607
CCl ₄	0,272	0,194	N ₂	0,29	0,040
Cl ₂	0,272	0,073	O ₂	0,288	0,008
Etano	0,285	0,098	H ₂ O	0,299	0,344
Etileno	0,276	0,085	Octano	0,259	0,394
Helio-4	0,301	-0,387	Propano	0,281	0,152
Hexano	0,260	0,296	R-11	0,282	0,209
R-12	0,283	0,185	R-22	0,278	0,210
R-13	0,283	0,175	R-113	0,2805	0,227
R-114	0,291	0,223	R-124	0,272	0,232

3.6- Efeito da Massa Molecular

Algumas correlações para a determinação de propriedades termo-físicas de refrigerantes halogenados, como as Eqs. (3.2), (3.9) e (3.12), incorporam a massa molecular como um dos fatores característicos de cada substância. Desta forma, visando o incremento da precisão das correlações

apresentadas neste capítulo, foi analisada a possibilidade de incorporação de M às Eqs (3.19) e (3.20), através das seguintes versões:

$$(\text{propriedade reduzida})_i = p_r^{a_i} \cdot T_r^{b_i} \cdot (1 - T_r)^{c_i} \cdot M^{f_i} \cdot 10^{e_i} \quad (3.28)$$

$$(\text{propriedade reduzida})_i = p_r^{a_i} \cdot (-\log_{10} p_r)^{d_i} \cdot M^{f_i} \cdot 10^{e_i} \quad (3.29)$$

O expoente f_i foi obtido por regressão extensiva a todos os refrigerantes do banco de dados.

As Figs. 3.10, 3.11 e 3.12 mostram comparações entre as curvas de resíduos associadas às equações acima e aquelas das correlações anteriores. É interessante destacar que, novamente, as curvas de resíduos apresentaram tendências senoidais, resultado comum à maioria das correlações. Como pode ser observado, a incorporação da massa molecular implica num ganho de precisão não significativo. Desta forma, os desvios médios apresentados por ambos os métodos foram semelhantes, sendo que, para algumas propriedades, os resultados obtidos pelas correlações sem a incorporação da massa molecular apresentaram um desvio médio inferior. Estes resultados foram comuns para as demais propriedades e refrigerantes. Assim, devido ao não incremento da precisão e à elevação da complexidade das equações com a incorporação de mais um fator, optou-se pela omissão da massa molecular nas correlações propostas.

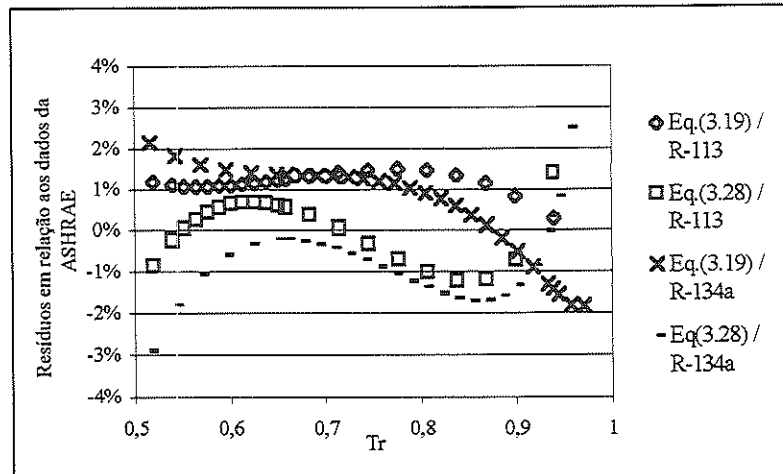


Figura 3.10- Comparação entre as curvas de resíduos para a densidade do líquido saturado

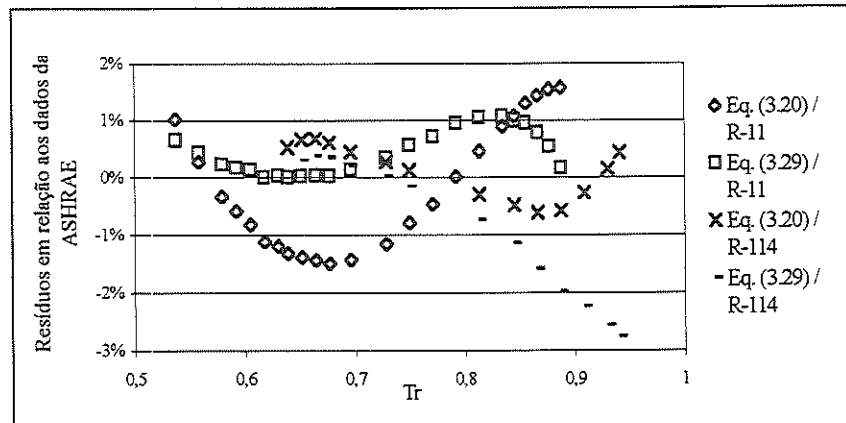


Figura 3.11-Comparação entre as curvas de resíduos para a viscosidade do vapor saturado

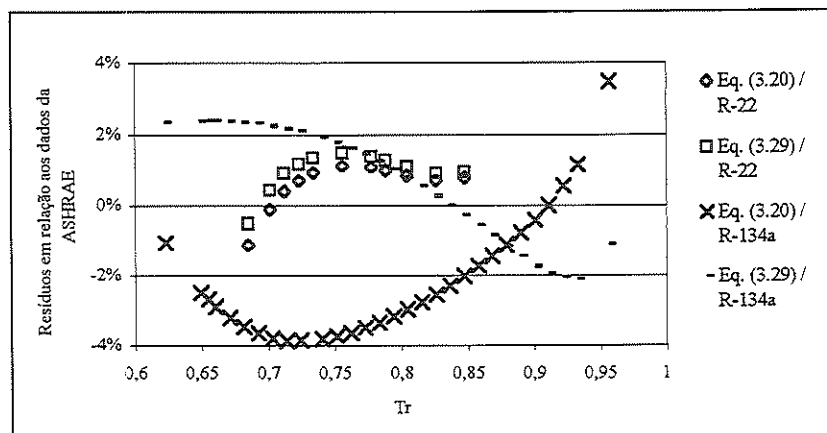


Figura 3.12-Comparação entre curvas de resíduos para a viscosidade do líquido saturado

3.7- Conclusões

As correlações para as propriedades de transporte desenvolvidas no presente capítulo, em que pese sua relativa simplicidade, proporcionam excelentes resultados numéricos, com desvios médios inferiores a 1% na maioria dos casos, para condições operacionais típicas das aplicações frigoríficas. Uma característica importante das mesmas está relacionada com sua generalidade, no sentido em que são adequadas a qualquer refrigerante halogenado diferenciados apenas por uma constante multiplicativa. A obtenção destas equações para as propriedades de transporte, valida a aplicação do método proposto por COOPER (1984) a um banco de dados formado, exclusivamente, por resultados experimentais obtidos para o coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada de refrigerantes halogenados. Isto permite o desenvolvimento de uma correlação para o coeficiente de transferência de calor característica de aplicações frigoríficas. A determinação desta correlação é objeto de estudo do próximo capítulo.

CAPÍTULO 4 - Desenvolvimento de uma Correlação

4.1- Introdução

As correlações da literatura para o coeficiente de transferência de calor em regime de Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida, embora pareçam diferentes e não proporcionem os mesmos resultados numéricos, apresentam tendências semelhantes, podendo ser generalizadas por equações com o seguinte formato:

$$Nu = c \cdot Re^{c'} \cdot Pr^{c''} \cdot \dots \quad (4.1)$$

Os grupos adimensionais escolhidos, tais como Nu , Re e Pr , são adaptados de forma a refletir o ponto de vista fenomenológico do autor, podendo envolver variáveis como raio médio das cavidades ativas e diâmetro de desprendimento das bolhas. As constantes c , c' , c'' , ... são obtidas através de um ajuste de regressão de dados experimentais. Assim, através de uma simples manipulação matemática, estes modelos podem ser escritos da seguinte forma:

$$h = \left(\frac{\dot{q}}{A} \right)^m \cdot \prod (\text{propriedade})_i^{\alpha_i} \cdot (\text{constante}) \quad (4.2)$$

Esta conclusão fica clara através da Tabela (4.1), onde constata-se que as propriedades da Eq. (4.2) se referem àquelas do líquido e vapor saturados. Entre as comumentes encontradas, tem-se: p_{sat} , T_{sat} , ρ_l , ρ_v , ($\rho_l - \rho_v$), h_{lv} , σ , k_l , μ_l , Cp_l . Em alguns casos, o lado direito da Eq. (4.2), também pode ser composto por variáveis independentes do fluido, como gravidade local e dimensões características da superfície, tais como diâmetro do tubo e rugosidade, além de constantes multiplicativas, utilizadas para ajustar a correlação ao banco de dados. O expoente m varia consistentemente dentro de uma faixa de 0,5 a 0,8.

Conforme discutido exaustivamente no Capítulo 3, as propriedades termo-físicas dos fluidos podem ser descritas conforme Eqs. (3.19) e (3.20), permitindo que, segundo descrito em COOPER (1981) e COOPER (1984), as correlações para o coeficiente de transferência de calor possam ser rearranjadas como função somente de propriedades reduzidas, apresentando uma boa precisão dentro de uma ampla faixa de pressão.

Discutiu-se no Capítulo 2 a predominância da água nos bancos de dados utilizados pelos autores para ajuste de coeficientes, pois estas correlações visam em sua maioria aplicações nucleares. No Capítulo 3 observou-se que o comportamento das propriedades de transporte da água relativas a p_r , é diferente ao apresentado pelos refrigerantes halogenados. Isto faz com que as correlações apresentem um melhor comportamento para a água em Ebulição Nucleada do que para os refrigerantes halogenados. Assim, o desenvolvimento de uma correlação baseada no procedimento proposto por COOPER (1984) e ajustada para um banco de dados composto exclusivamente por refrigerantes halogenados, objetivo deste capítulo, permitiria a obtenção de um método prático e acurado para determinação do coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada.

Tabela 4.1- Correlações para Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida.

Correlação original*	Formulação em termos das propriedades de transporte
	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{2/5}} = 6.24 \cdot \left(f_c^2 \cdot f_p^2 \cdot \frac{1}{Z^2 \cdot M} \cdot \frac{C_{p_l} \cdot \rho_l^2 \cdot k_l^2 \cdot g}{\sigma \cdot h_w \cdot \rho_v} \right)^{1/3} \quad Nu \leq Nu_t$
NISHIKAWA & FUJITA (1977)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{2/5}} = 0.66 \cdot L^{-15/15} \cdot \left(f_c^2 \cdot f_p^2 \cdot \frac{1}{Z^2 \cdot M} \cdot \frac{C_{p_l} \cdot \rho_l^2 \cdot k_l^{3/2} \cdot g}{\sigma \cdot h_w \cdot \rho_v} \right)^{2/5} \quad Nu \geq Nu_t$ <p>onde: $Nu_t = 4.71 \cdot 10^5 \cdot L^2$, $Z = 1976W$ e $M = 900m^{-1}$</p>
MIKIC & ROHSENOW (1969)**	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0.799}} = \left[\frac{\mu_l \cdot h_w \cdot X}{\left(\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2}} \right]^{0.217} \cdot \frac{k_l^{0.109} \cdot \rho_l^{0.462} \cdot h_w^{1.723} \cdot \rho_v^{2.723}}{\mu_l \cdot [(\rho_l - \rho_v)]^{9/8} \cdot \sigma^{5.973} \cdot T_{sat}^{2.723}}$ <p>onde: $X = \left(\frac{r_s}{2} \right)^{3.598} \cdot \frac{2}{\sqrt{\pi} \cdot g^{(9/8)}} \cdot C_2^{5/3} \cdot C_3^{1/2} \cdot C_1$</p>
FOSTER & ZUBER (1955)***	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0.5}} = C_1^{1/2} \cdot \left[\frac{\rho_l \cdot (\Delta T \cdot k_l)^2 \cdot \pi}{\mu_l \cdot (\rho_v \cdot h_w)} \cdot \frac{\pi}{\alpha_l} \right]^{3/16} \cdot \left(\frac{C_{p_l} \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{1/6} \cdot \left(\frac{\pi}{\rho_v^2 \cdot h_w^2 \cdot \alpha_l} \right)^{-1/4} \cdot \left[\frac{\rho_l \cdot \left(\frac{2 \cdot \sigma \cdot v_w \cdot T_{sat}}{h_w} \right)^3}{2 \cdot \sigma} \right]^{-1/6}$
STEPHAN & ABDELSALAN (1978)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0.745}} = 207 \cdot \left(\frac{d_b \cdot k_l^{0.343}}{L^{1.343} \cdot T_{sat}} \right)^{0.745} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} \cdot \left(\frac{v_l}{\alpha_l} \right)^{0.533} \cdot R_p^{0.133} \quad \text{onde } d_b = 0.146 \cdot \beta \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2}$
ROHSENOW (1951)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0.67}} = C_f^{-1} \cdot \left(\frac{C_{p_l}}{h_w} \right) \cdot \left\{ \frac{\dot{q}/A}{h_w \cdot \mu_l} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} \right\}^{-0.33} \cdot \left(\frac{\mu_l \cdot C_{p_l}}{k_l} \right)^{-1.7}$
HAIDER & WEBB (1997)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0.799}} = \left[\frac{\mu_l \cdot h_w \cdot X}{\left(\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2}} \right]^{0.217} \cdot \frac{k_l^{0.109} \cdot \rho_l^{0.462} \cdot h_w^{1.723} \cdot \rho_v^{2.723}}{\mu_l \cdot [(\rho_l - \rho_v)]^{9/8} \cdot \sigma^{5.973} \cdot T_{sat}^{2.723}} \cdot \left(1 + \left(\frac{0.66 \cdot \pi \cdot c}{Pr_l^{1/6}} \right)^2 \right)^{1/2}$ <p>onde: $X = \left(\frac{r_s}{2} \right)^{3.598} \cdot \frac{2}{\sqrt{\pi} \cdot g^{(9/8)}} \cdot C_2^{5/3} \cdot C_3^{1/2} \cdot C_1$</p>

* O modelo de COOPER (1984) não foi incorporado à tabela devido a este já estar escrito como função de propriedades reduzidas. Não é possível escrever o modelo de BEMJAMIM & BALAKRISHNAM (1996) conforme equações acima devido ao expoente “m” ser função da pressão de saturação.

** No modelo de MIKIC & ROHSENOW (1969), não está incluída a parcela de transferência de calor devido a Convecção Natural. O expoente “m” utilizado foi determinado experimentalmente em SILVA (1989), resultando igual a 3,598.

*** No modelo de FOSTER & ZUBER (1955) utilizou-se: $\Delta p = \Delta T \cdot h_w / (v_w \cdot T_{sat})$. Esta aproximação será discutida nas próximas seções.

4.2 - Propriedades em Termos de p_r , T_r , $(1-T_r)$

A Tabela 4.1 mostra que, as correlações da literatura são basicamente formadas por propriedades de transporte dos fluidos. Sabe-se que, σ tende a zero no ponto crítico, e apresenta um comportamento que pode ser aproximado por $(1 - Tr) \cdot \text{constante}$. Já, h_{iv} tem um comportamento aproximado por $(1 - Tr)^{0.4} \cdot \text{constante}$. Sendo estas aproximações exatas, não existe diferença em escrever h_{iv} em termos de $\sigma^{0.4}$. Inicialmente parece lógico pensar que isto não é válido para todas as propriedades, pois uma propriedade tal como ρ_v seria melhor aproximada por $\rho_v \approx P/R \cdot T$. Isto sugere uma investigação sobre a possibilidade das propriedades de transporte, incorporadas às correlações de transferência de calor, poderem ser representadas com suficiente precisão para uma certa gama de fluidos através da seguinte correlação:

$$(\text{propriedade})_i = p_r^a \cdot T_r^b \cdot (1 - T_r)^c \quad (4.3)$$

Como descrito no Capítulo 3, através de regressão linear múltipla, utilizando dados do Handbook of Fundamentals (1993) da ASHRAE, foi possível reproduzir, através de equações semelhantes a Eq. (4.3), as propriedades de transporte de refrigerantes halogenados para uma ampla faixa de pressões de saturação. É reconhecido o fato de muitas propriedades de transporte, comumente encontradas em correlações para a determinação do coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada, apresentarem interdependência numérica. Sendo esta, devido à diferentes propriedades poderem prever a mesma variação no coeficiente de transferência de calor, uma forma de redundância das propriedades de transporte nas correlações. Assim, estas podem ser substituídas por poucas variáveis numericamente

independentes. Embora, claramente, $(1 - T_r)$ e T_r sejam matematicamente independentes, o mesmo sendo válido para p_r e T_r , na presente análise, elas são válidas e capazes de representar tanto as propriedades de transporte individuais, bem como o coeficiente de transferência de calor.

4.3 - Comparação de Diversas Correlações da Literatura

Considerando válida a correlação das propriedades de transporte de refrigerantes halogenados por propriedades reduzidas e, sendo as correlações para o coeficiente de transferência de calor compostas por propriedades de transporte, é lógico imaginar a possibilidade de representação das correlações apresentadas na Tabela 4.1 como funções daquelas propriedades reduzidas. Dentro deste contexto, a Fig. 4.1 apresenta uma avaliação comparativa do coeficiente de transferência de calor para o R-134a em função da pressão reduzida, permitindo concluir a similaridade de tendências entre as correlações, embora, conforme esperado, ocorram diferenciações pronunciadas nas proximidades do ponto crítico e para baixas pressões reduzidas. Assim, com base nos resultados ilustrados na Fig. 4.1, é possível antever uma correlação que dependa exclusivamente das propriedades reduzidas. Nessas condições, as Tabelas 4.2 e 4.3, desenvolvidas a partir de distintas correlações da literatura, apresentam as formas correspondentes em termos das propriedades reduzidas. Os desvios médios foram calculados segundo Eq. (3.1) e determinados em relação aos resultados das correlações originais, Tabela 4.1, resultando relativamente reduzidos. É interessante destacar que variáveis tais como rugosidade superficial, gravidade local e comprimento característico estariam incorporadas na constante multiplicativa de cada correlação.

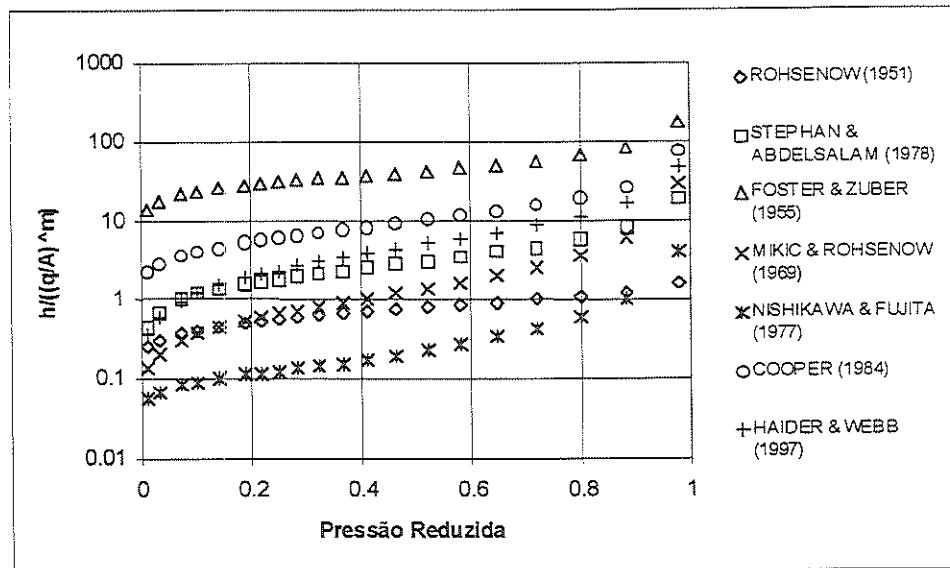


Figura 4.1- Comparação de tendências para diversas correlações para o R-134a em superfície lisa

As correlações poderiam ser escritas exclusivamente em termos da pressão reduzida, conforme Tabela 4.3, uma vez que T_r é função de p_r . Entretanto, como observado naquela tabela, os resultados obtidos são menos satisfatórios, como o comprovam os desvios médios, superiores aos da tabela anterior, apesar do ganho em simplicidade. Conseqüentemente, ao contrário do afirmado por COOPER (1981), em que pese a sua forma relativamente mais complexa, a forma apresentada na Tabela 4.2 é mais adequada em virtude dos reduzidos desvios médios.

A correlação de FOSTER & ZUBER (1955) não foi diretamente reduzida conforme Eq. (4.2), pois envolve o termo $\Delta p (= p_{sat}(T + \Delta T) - p_{sat}(T))$.

Para efeito de aproximação, substituiu-se Δp por $\Delta T \cdot \left(\frac{dp}{dT} \right)_{sat}$, pela aplicação da relação de Clausius-Clapeyron. Obteve-se, assim, uma correlação composta exclusivamente por propriedades dos refrigerantes, onde:

$$\left(\frac{dp}{dT} \right)_{sat} = \frac{h_{lv}}{v_{lv} \cdot T_{sat}}.$$

Esta aproximação introduz um certo erro, que depende de ΔT . Este, entretanto, para a faixa de pressões analisada neste estudo, pode ser considerado desprezível, embora possa se tornar apreciável para baixas pressões.

TABELA 4.2- Correlações da literatura escritas em termos da pressão e temperatura reduzidas

Correlação original	Formulação em função somente das propriedades reduzidas	Desvios máximos*	Variáveis omitidas
COOPER (1984)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,67}} = 10^{0,463} \cdot Tr^{0,0592} \cdot (1-Tr)^{-0,547} \cdot p_r^{0,173}$	-0,30% a 0,56%	R_p
NISHIKAWA & FUJITA (1977)**	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,67}} = 10^{-1,588} \cdot Tr^{-0,72} \cdot (1-Tr)^{-0,879} \cdot p_r^{0,079}$	-8,15% a 7,67%	$g^{1/3}$ $L^{-1/5}$ e $g^{2/5}$
MIKIC & ROHSENOW (1969)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,799}} = 10^{-0,743} \cdot Tr^{-3,75} \cdot (1-Tr)^{-0,866} \cdot p_r^{0,674}$	-0,70% a 0,70%	$g^{5/8}$
FOSTER & ZUBER (1955)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,50}} = 10^{1,196} \cdot Tr^{-3,56} \cdot (1-Tr)^{-0,411} \cdot p_r^{0,512}$	-1,27% a 1,46	
STEPHAN & ABDELSALAN (1978)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,745}} = 10^{0,0258} \cdot Tr^{-3,60} \cdot (1-Tr)^{-0,493} \cdot p_r^{0,697}$	-1,35% a 0,86%	$R_p^{0,133}$
ROHSENOW (1951)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,67}} = 10^{-0,118} \cdot Tr^{5,15} \cdot (1-Tr)^{-0,130} \cdot p_r^{-0,281}$	-0,44% a 0,60%	$g^{0,65}$
HAIDER & WEBB (1997)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,799}} = 10^{0,271} \cdot Tr^{2,12} \cdot (1-Tr)^{-0,545} \cdot p_r^{0,271}$	-1,09% a 1,48%	$g^{5/8}$

* Os desvios foram calculados em função da diferença entre o resultado da correlação original e o apresentado pela correlação obtida para o R-134a para uma faixa de temperaturas entre -40 a 100°C

**O modelo de NISHIKAWA & FUJITA (1977) define arbitrariamente duas regiões, uma laminar onde $m=2/3$ e a variável omitida é $g^{0,333}$, e outra turbulenta onde $m=4/5$ e as variáveis omitidas são $L^{-0,2}$ e $g^{0,4}$.

***Não foi possível escrever o modelo de BEMJAMIM & BALAKRISHNAM (1996) conforme equações acima devido ao expoente m ser função da pressão de saturação.

**** As curvas de resíduos apresentam resultados senoidais, semelhantes aos descritos e discutidos no Capítulo 3 para as propriedades dos refrigerantes halogenados e conforme Fig. 4.2.

TABELA 4.3- Correlações da literatura escritas em termo somente da pressão reduzida

Correlação original	Formulação em função somente das propriedades reduzidas	Desvios máximos *	Variáveis omitidas
COOPER (1984) ****	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,67}} = 10^{0,736} \cdot p_r^{0,120} \cdot [-\log(p_r)]^{-0,550}$	-0,02% a 0,00%	Rp
NISHIKAWA & FUJITA (1977) **	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^m} = 10^{-1,133} \cdot p_r^{-0,0772} \cdot [-\log(p_r)]^{-0,874}$	-8,47% a 6,86%	$g^{1/3}$ $L^{-1/3}$ e $g^{2/5}$
MIKIC & ROHSENOW (1969)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,799}} = 10^{-0,239} \cdot p_r^{0,205} \cdot [-\log(p_r)]^{-0,826}$	-5,14% a 5,56%	$g^{5/8}$
FOSTER & ZUBER (1955)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,50}} = 10^{1,468} \cdot p_r^{0,111} \cdot [-\log(p_r)]^{-0,371}$	-5,19% a 4,46%	
STEPHAN & ABDELSALAN (1977)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,745}} = 10^{0,339} \cdot p_r^{0,284} \cdot [-\log(p_r)]^{-0,453}$	-3,75% a 6,12%	$Rp^{0,133}$
ROHSENOW (1951)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,67}} = 10^{-0,148} \cdot p_r^{0,221} \cdot [-\log(p_r)]^{-0,192}$	-7,36% a 7,12%	$g^{0,65}$
HAIDER & WEBB (1997)	$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,799}} = 10^{0,505} \cdot p_r^{0,425} \cdot [-\log(p_r)]^{-0,574}$	-3,20% a 2,58%	$g^{5/8}$

* Os desvios foram calculados em função da diferença entre o resultado da correlação original e o apresentado pela correlação obtida para o R-134a para uma faixa de temperaturas entre -40 a 100°C

**O modelo de NISHIKAWA & FUJITA (1977) define arbitrariamente duas regiões, uma laminar onde m=2/3 e a variável omitida é $g^{0,333}$, e outra turbulenta onde m=4/5 e as variáveis omitidas são $L^{0,2}$ e $g^{0,4}$.

***Não foi possível escrever o modelo de BEMJAMIM & BALAKRISHNAM (1996) conforme equações acima devido ao expoente m ser função da pressão de saturação.

****Desvio baixo devido a formulação proposta ser praticamente igual ao modelo de COOPER(1994)

*****As curvas de resíduos apresentam resultados senoidais, semelhantes aos descritos e discutidos no Capítulo 3 para as propriedades dos refrigerantes halogenados e conforme Fig. 4.2, construída para as correlações apresentadas na Tabela 4.2

Resultados semelhantes aos do R-134a, ilustrados na Fig. 4.1, foram obtidos para os demais refrigerantes halogenados, bem como para a água. Quando a comparação apresentada nas Tabelas 4.2 e 4.3 é realizada para um banco de dados de propriedades termo-físicas, constituído somente pelos refrigerantes R-11, R-134a, R-114, e R-123, para faixas de temperaturas semelhantes, ocorre uma elevação nos desvios máximos e mínimos em torno

de 0,8%. Tais resultados validam para os refrigerantes halogenados o método inicialmente proposto para a água, por COOPER (1981).

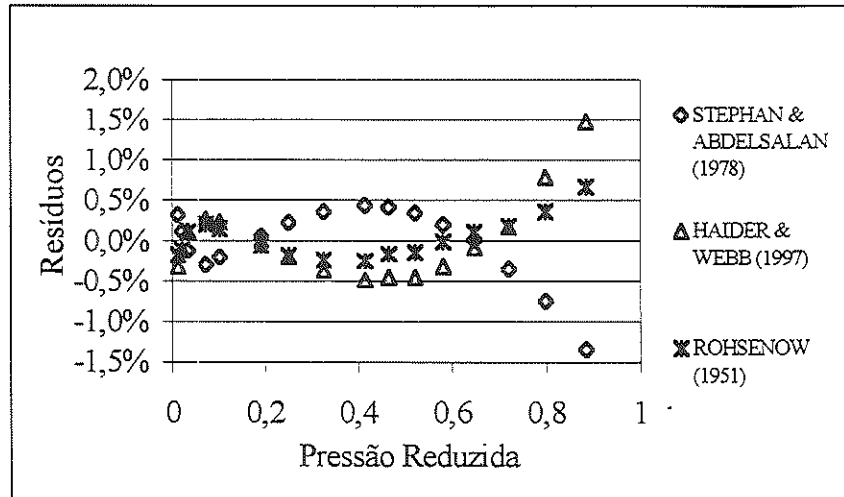


Figura 4.2- Curva de resíduos para as correlações apresentadas na Tabela 4.2, quando comparadas aos resultados proporcionados pela correlações originais.

4.4 – Características Experimentais do Banco de Dados Utilizado.

O desenvolvimento de uma correlação tomará por base bancos de dados da literatura, elaborados pelos seguintes autores: SILVA (1989) e JACKMAN (1981). As características da bancada e as condições de teste podem influenciar os resultados experimentais e, conseqüentemente, a correlação. Esta pode apresentar tendências, que, sem uma correta interpretação, podem levar a conclusões errôneas. Assim, nesta seção os ensaios realizados pelos referidos autores serão discriminados, através da análise dos seguintes fatores: bancada experimental; formato e material das superfícies de teste; refrigerantes utilizados.

Ambos os estudos foram realizados em dispositivos experimentais semelhantes ao apresentado na Fig. 4.3, denominado na literatura de cuba de ebulição. Nestes dispositivos, o fluido a ser testado está contido em um

recipiente (cuba), sendo aquecido eletricamente por resistências geralmente localizadas no interior de tubos. O vapor gerado, como resultado do aquecimento, passa por uma unidade condensadora e retorna à cuba, o que permite manter constantes a pressão e a temperatura em níveis previamente escolhidos. Medindo-se a potência dissipada e as temperaturas da superfície de aquecimento e do banho, é possível levantar a Curva de Ebulição do fluido.

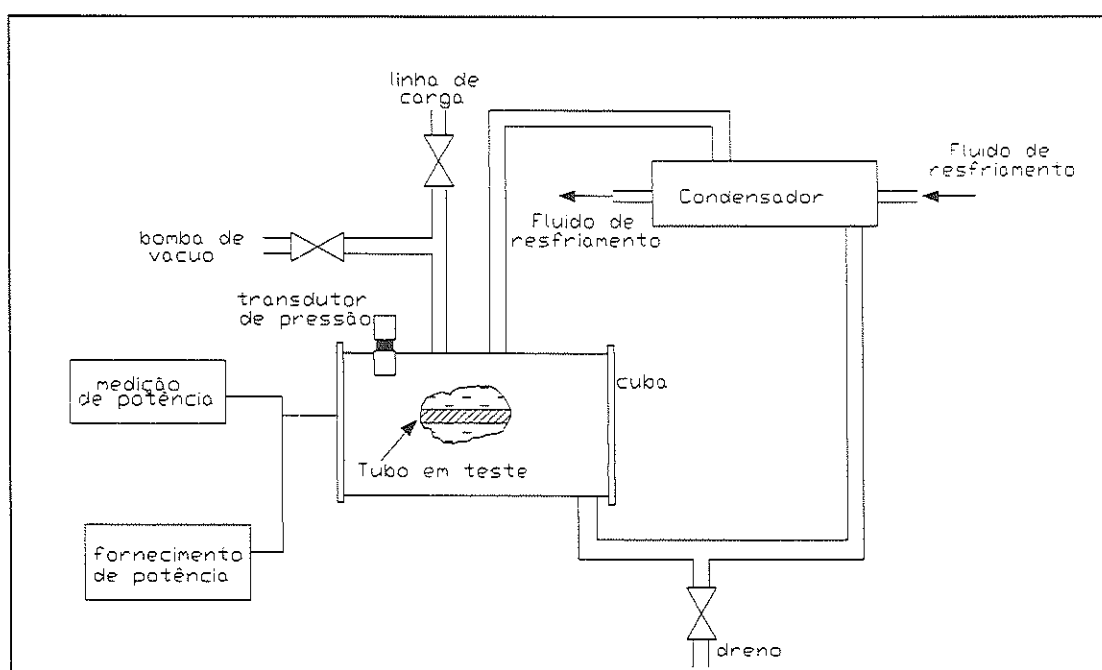


Figura 4.3- Descrição esquemática do equipamento experimental utilizado por JAKMAN (1981) e SILVA (1989)

Os refrigerantes utilizados pelos autores em seus ensaios foram: R-11, R-113 e R114, por SILVA (1989), e o R-113, por JACKMAN (1981). Os critérios utilizados pelos autores na escolha dos refrigerantes foram os seguintes:

- **De Ordem Técnica.** Tais refrigerantes se caracterizam por temperaturas críticas elevadas o que lhes confere a característica de temperaturas de ebulição normal da ordem ou superiores à do ambiente. Assim, para o caso do R-11 e R-113 não há a necessidade de utilização de um circuito frigorífico na

condensação do refrigerante, podendo-se utilizar “água da rede”. Para condições normais de trabalho, estes refrigerantes não são tóxicos, embora reajam quimicamente com elastômeros e plásticos, problema contornado pela correta especificação de materiais para anéis e juntas de vedação. Os refrigerantes utilizados e os respectivos autores, bem como as temperaturas de saturação para as quais os ensaios foram realizados estão resumidos na Tabela 4.4:

TABELA 4.4 - Descrição do banco de dados experimentais utilizado.

Refrigerante	Autor	T _{sat} (°C)		
R-11	SILVA (1989)	30,7	36,1	40,0
R-113	SILVA (1989)	47,5	60,0	70,0
R-114	SILVA (1989)	6,0	14,0	24,0
R-113	JACKMAN (1981)	47,0	-----	-----

- **Aplicações Práticas.** Embora estes refrigerantes sejam CFC's, o que limita a abrangência de suas aplicações, ainda continuam a ser utilizados pela indústria de refrigeração, situação que a médio prazo não deve se alterar. Para efeito de ilustração a Tabela 4.5 enumera algumas das aplicações destes refrigerantes em diferentes setores da indústria.

Como descrito anteriormente, o aquecimento do fluido na cuba é realizado através de resistências elétricas. A geometria da superfície de aquecimento é bastante variável, dependendo dos objetivos do autor. Destacam-se os testes realizados com fios, placas circulares ou retangulares e tubos cilíndricos. As superfícies podem ser lisas ou apresentarem as mais diversas configurações visando a intensificação da transferência de calor, conforme discutido no Capítulo 2.

Tabela 4.5- Aplicações dos refrigerantes utilizados na elaboração do banco de dados segundo SILVA (1989).

Fluorcarbono	Refrigerante	Propelente aerosol	Outros usos.
R-11	Largamente utilizado em compressores centrífugos para sistemas de ar condicionado industrial e comercial, e para refrigeração de água ou salmoura de processo. Baixa viscosidade e ponto de congelamento permitem o uso como líquido de arrefecimento de, baixa temperatura.	Propelente de baixa temperatura	Ocasionalmente utilizado como solvente. Agente de expansão de espumas
R-113	Em ar condicionado industrial e comercial, e água ou salmoura de processamento para resfriamento em compressores centrífugos, especialmente em aplicações de pequena tonelagem.	Solvente em algumas formulações de aerosol, normalmente propelido com R-12	Extensamente usado como solvente, isoladamente e em formulações para fins especiais e numa grande variedade de necessidades entre as de limpezas, Em formulações de fluidos refrigerantes, meios de reação, agentes de extração.
R-114	Em grandes sistemas de processo industrial de refrigeração e de ar condicionado que utilizem compressores centrífugos de estágios múltiplos.	Propelentes de baixa pressão, alternativos para o R-11, como menores propriedades de solubilidade e menor odor. Usado especialmente em produtos pessoais	Agente de expansão para plásticos esponjosos.

As superfícies utilizadas pelos autores eram tubulares e apresentavam as características indicadas na Tabela 4.6

Tabela 4.6- Características das superfícies utilizadas pelos referidos autores.

	<i>SILVA (1989)</i>	<i>JACKMAN (1981)</i>
Material	latão	aço inox
Comprimento	100 mm	102 mm
Diâmetro externo	14,2 mm	12,7 mm
Espessura da parede	7mm	a própria superfície é a resistência
Rugosidade aritmética média	0,4 à 4,6 μm	não especificada

4.5- Análise e Seleção dos Dados Experimentais

A seleção dos dados experimentais para formulação de uma correlação baseia-se em alguns critérios. Estes serão minuciosamente explanados nesta seção. Os dados experimentais selecionados se encontram listados no Apêndice II, e, conforme anteriormente citado, foram obtidos na literatura em SILVA (1989) e JAKMAN (1981).

Resultados experimentais obtidos por Silva (1989) são apresentados nas Figs. 4.4, 4.5 e 4.6, onde é possível destacar os efeitos de pressão e histerese. Analisando os resultados experimentais, através da Fig. 4.4, constata-se que, para um mesmo nível de fluxo de calor, o superaquecimento da superfície é menor para pressões maiores. Isto permite concluir que o coeficiente de transferência de calor eleva-se com o incremento da pressão de saturação, como resultado da presença de um número maior de cavidades ativas, comportamento amplamente discutido em capítulos anteriores e comum à totalidade da literatura consultada.

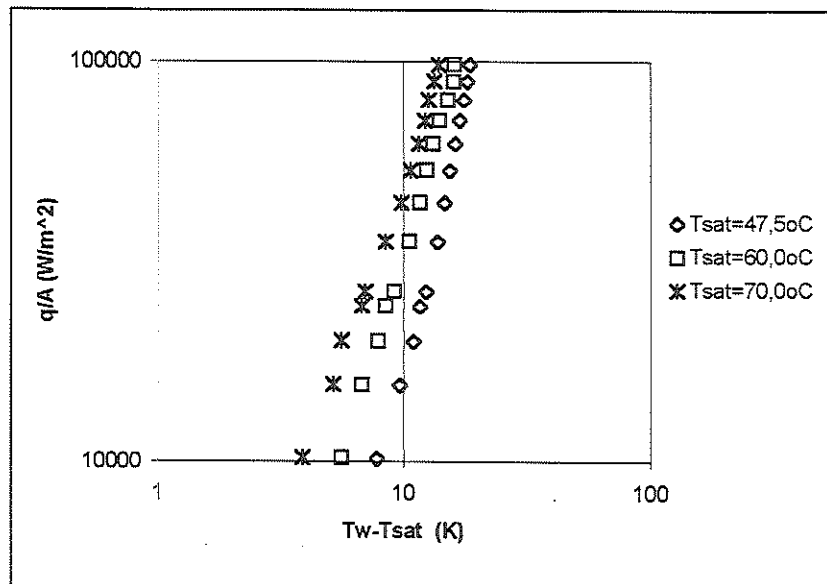


Figura 4.4 - Comparação gráfica demonstrando o efeito da temperatura de saturação, utilizando os dados experimentais de SILVA (1989) para o R-113. Somente pontos experimentais correspondentes à redução de fluxo de calor foram usados.

Para pequenos superaquecimentos as Curvas de Ebulição das Figs (4.5) e (4.6) apresentam características de Convecção Natural, pois não se constata a presença de bolhas na superfície aquecida. À medida que o superaquecimento é incrementado, atinge-se a região de transição. Neste ponto, baseando-se em teoria anteriormente discutida, as curvas apresentam um “salto”, passando abruptamente para um patamar de menor superaquecimento para um mesmo fluxo de calor. Com a elevação do fluxo de calor a população de bolhas na superfície é incrementada, alcançando o regime de Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida. Depois de atingir o nível máximo de fluxo de calor em seus testes, os autores diminuíram-no, verificando, através das curvas das Figs. (4.5) e (4.6), que, para um mesmo fluxo de calor, o superaquecimento é menor quando a potência elétrica era reduzida, o que caracteriza um efeito denominado de histerese.

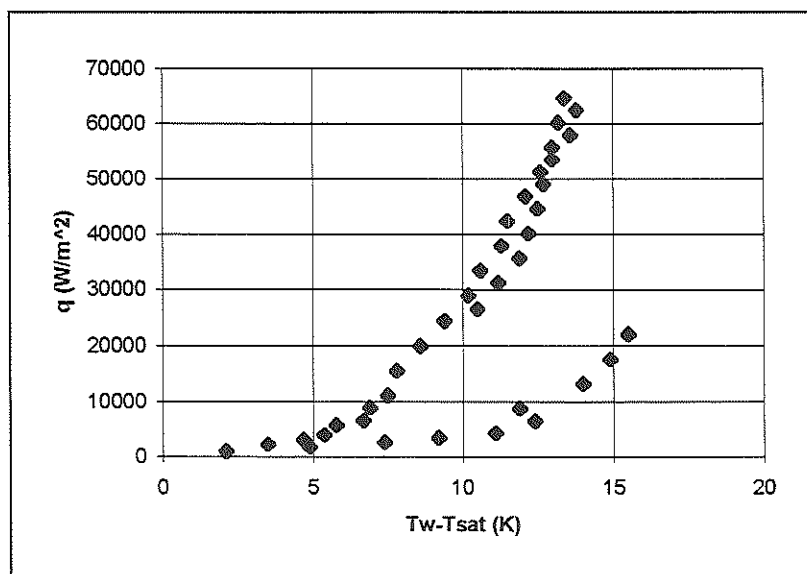


Figura 4.5 - Curva envolvendo os dados experimentais obtidos por SILVA (1989), para o R-11 à $T_{sat}=30,7^{\circ}\text{C}$.

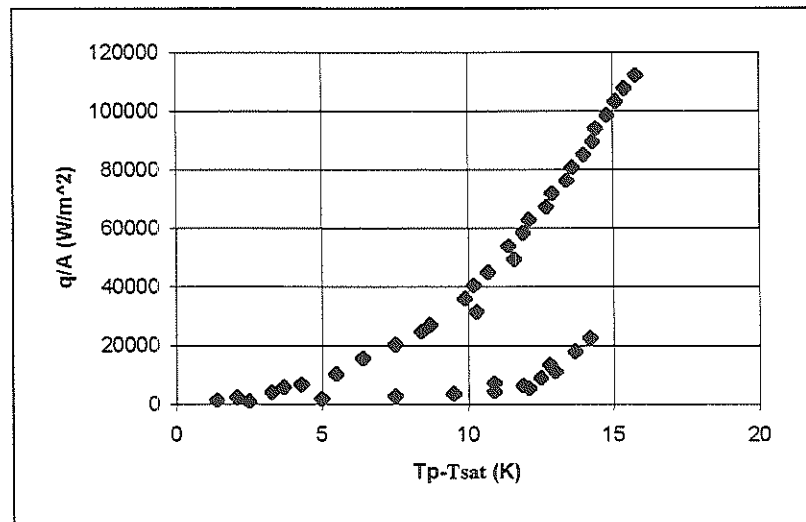


Figura 4.6- Curva dos dados experimentais obtidos por SILVA (1989) para o R-11 à $T_{sat}=6,0^{\circ}\text{C}$

Devido ao efeito de histerese, os resultados experimentais obtidos durante a elevação do fluxo de calor, quando comparados aos determinados durante a redução, apresentam uma certa diferenciação. Assim, no presente trabalho só foram considerados os valores determinados durante a redução do fluxo de calor. Esta consideração é válida, pois em refrigeração os equipamentos tendem a operar durante um elevado número de horas com acréscimos e decréscimos no fluxo de calor sem que se atinja a região de Convecção Natural por um período de tempo elevado. Deste modo, não ocorre a desativação de cavidades e se opera com valores de coeficiente de transferência de calor semelhantes aos da curva de redução de fluxo de calor. Além disso, também foram desprezados resultados correspondentes à região de Convecção Natural, isto é, aqueles para fluxos de calor inferiores ao “salto” no superaquecimento.

A Fig. 4.7 apresenta uma comparação entre os valores experimentais obtidos por SILVA (1989) e JACKMAN (1981) para o R-113 à $T_{sat} \approx 47^{\circ}$. É interessante destacar a semelhança entre estes resultados, refletindo uma certa consistência entre os bancos de dados.

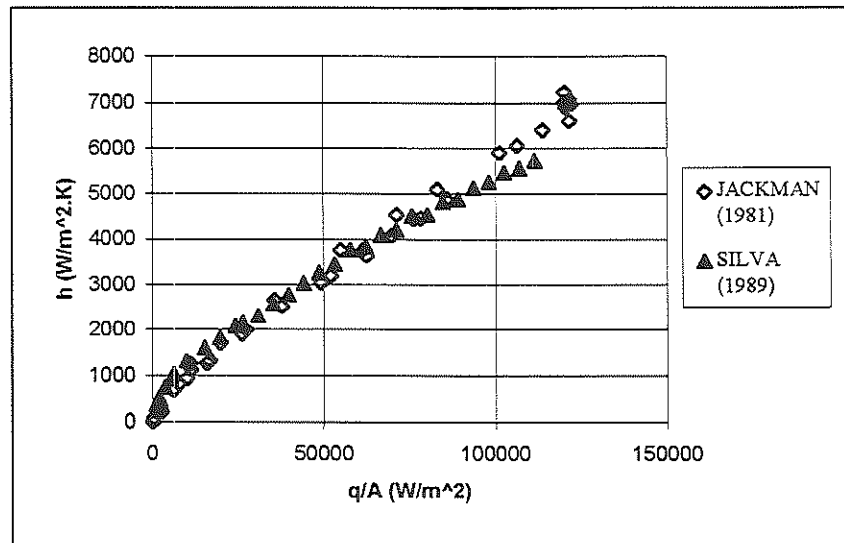


Figura 4.7 - Comparação dos dados experimentais obtidos por JACKMAN (1981) e SILVA (1987) para o R-113 para $T_{\text{sat}}=47^{\circ}\text{C}$.

4.6 - Análise da Influência de Fatores Geométricos e de Material

Embora os dados experimentais referentes ao coeficiente de transferência de calor, sejam limitados e não permitam uma conclusão a respeito da influência do diâmetro e material do tubo, pode-se, arbitrariamente, desprezar estes efeitos. Tal consideração é válida devido às características dos refrigerantes halogenados e à faixa de fluxos de calor em aplicações frigoríficas.

As Figs. 4.8 e 4.9 comparam a correlação de COOPER (1984) para diferentes rugosidades, com os dados experimentais de SILVA (1989). Devido ao significativo efeito da rugosidade verificado na referida correlação, concluiu-se ser este um parâmetro de extrema importância na determinação do coeficiente de transferência de calor. É interessante destacar na Fig. 4.9, para a região de baixos fluxos de calor, o aspecto diferenciado apresentado pela curva baseada nos dados experimentais de SILVA (1989). Este comportamento caracteriza a ocorrência do mecanismo de Convecção Natural.

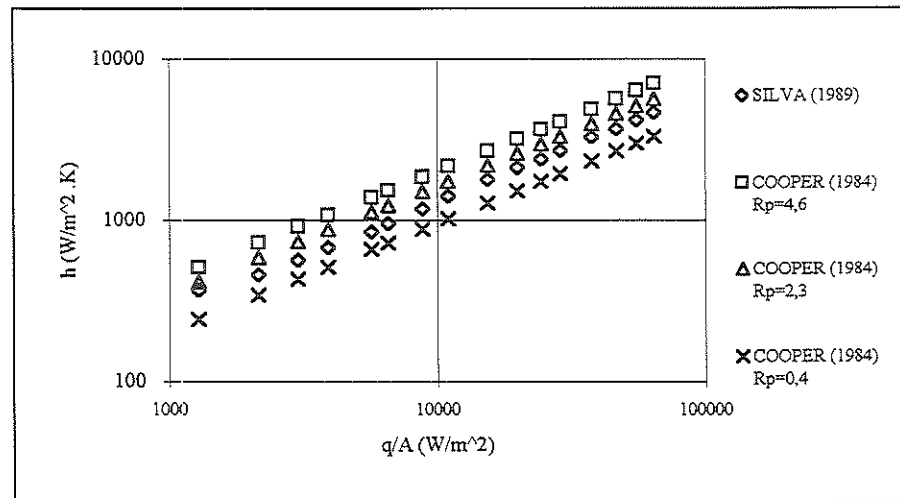


Figura 4.8- Comparação dos resultados experimentais de SILVA (1989) com o modelo de COOPER (1984) para diferentes valores de R_p , para o R-11 a $T_{sat}=30,7^{\circ}\text{C}$.

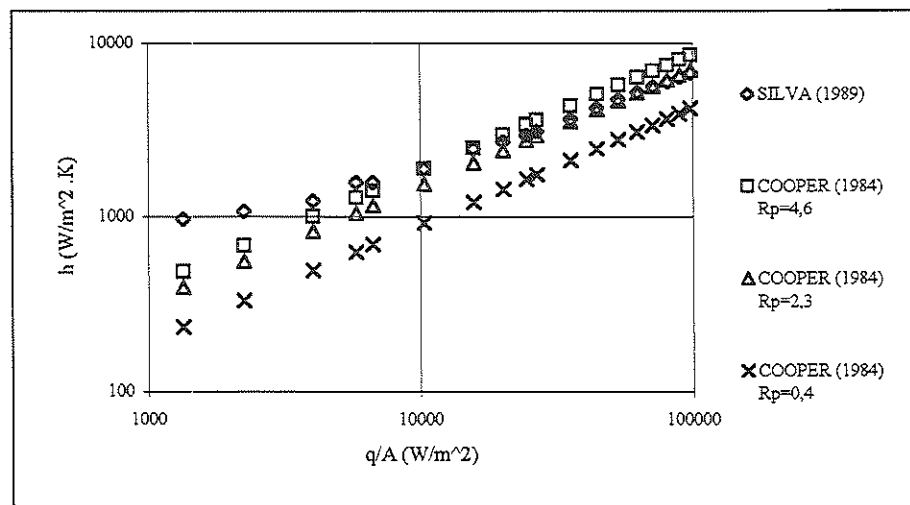


Figura 4.9 -Comparação dos resultados experimentais de SILVA (1989) com o modelo de COOPER (1984) para diferentes valores de R_p , para o R-114 à $T_{sat}=6,0^{\circ}\text{C}$

Embora, conforme verificado nas figuras anteriores, a determinação da rugosidade superficial média seja importante, tanto JACKMAN (1981) quanto SILVA (1989) não a determinaram por medida direta. A superfície utilizada por SILVA (1989) sofreu uma retificação seguida de um polimento com lixa d'água. Este tratamento, segundo o autor, através de consulta à

literatura, fornece uma rugosidade média entre 0,4 e 4,6 μm , podendo ser considerada uma superfície lisa. É interessante destacar que, apesar da correlação de COOPER (1984), para $R_p \cong 2,3\mu\text{m}$, coincidir dentro de uma determinada faixa de fluxos de calor com os dados experimentais de SILVA(1989) para as condições da Fig. 4.9, o mesmo não ocorre para aquelas da Fig. 4.8. Este comportamento, no que tange a parâmetro R_p , revela uma certa inconsistência. Assim conclui-se que, para refrigerantes halogenados, o modelo de COOPER (1984), embora comparado a uma limitada faixa de condições operacionais, não exprime adequadamente a variação do coeficiente de transferência de calor com a rugosidade superficial.

JACKMAN (1981), utilizando resultados experimentais próprios, desenvolveu um modelo para superfícies lisas envolvendo misturas compostas por refrigerante e óleo lubrificante. É interessante destacar que JACKMAN (1981) não especifica o valor de R_p , afirmando apenas ter desenvolvido um modelo para superfícies lisas. Desta forma, visando caracterizar a rugosidade das superfícies utilizadas por JACKMAN (1981) e SILVA (1989), através de correlações da literatura, as Figs. 4.10, 4.11 e 4.12 foram elaboradas. Estas figuras apresentam comparações entre dados experimentais utilizados por estes autores e as correlações formuladas por COOPER (1984) e STEPHAN & ABDELSALAN (1978). Considerou-se na elaboração das curvas uma rugosidade superficial média igual a 2,3 μm , rugosidade, segundo alguns autores, típica de superfície lisa. Os resultados apresentados pela correlação de STEPHAN & ABDELSALAN (1978) mostraram-se sistematicamente inferiores aos resultados experimentais. Já, os resultados de COOPER (1984), embora apresentando valores próximos aos resultados experimentais, foram sempre superiores. Este resultado não permite a caracterização da precisão destas correlações nem dos dados experimentais.

Dentro deste contexto, visando determinar o correto valor de R_p para ambas as superfícies foi elaborada a Tabela 4.7, onde são apresentados valores da rugosidade superficial média para as correspondentes superfícies e condições experimentais. R_p foi determinada através do modelo de COOPER (1984), aplicado ao banco de dados em questão, para valores de p_{sat} , T_{sat} , do fluxo de calor e do coeficiente de transferência de calor previamente conhecidos.

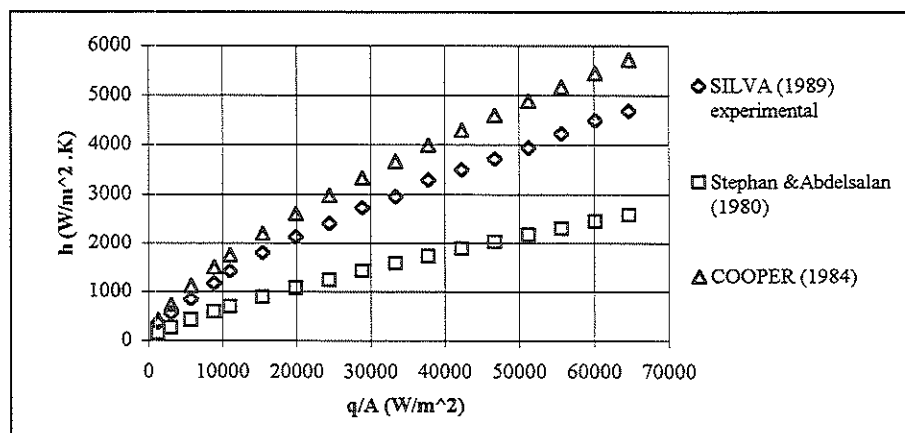


Figura 4.10- Comparação de correlações da literatura com os dados experimentais de SILVA (1989), para o R-11 à $T_{sat}=30,7$.

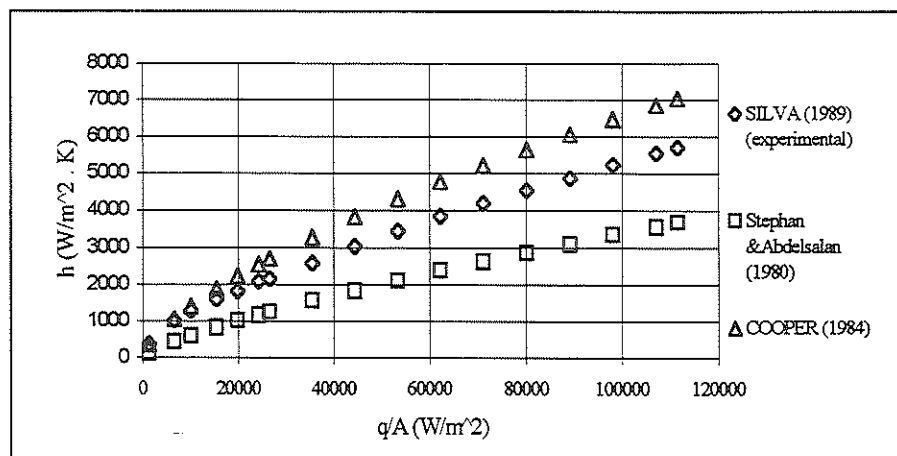


Figura 4.11- Comparação de correlações da literatura com os dados experimentais de SILVA (1989), para o R-113 à $T_{sat}=47,5$.

Os valores listados na Tabela 4.7 mostram enormes discrepâncias nos resultados, com a rugosidade média para uma mesma superfície variando

em cerca de 500%. Este resultado, segundo os modelos de COOPER (1984) e STEPHAN & ABDELSALAN (1978), corresponde à variações superiores a 100% no coeficiente de transferência de calor.

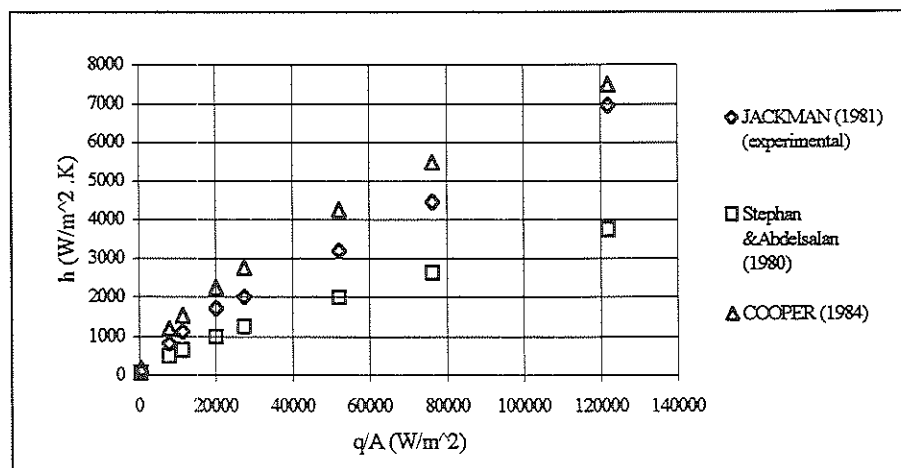


Figura 4.12-Comparação de correlações da literatura com os dados experimentais de JACKMAN (1981), para o R-113 à $T_{sat}=47,5$.

TABELA 4.7 - Valores de R_p correspondente ao banco de dados utilizado, determinado através do modelo de COOPER (1984).

Refrigerante	Superfície	Banco de dados	Faixa para R_p (μm)
R-11	latão	SILVA (1989)	0,934 à 1,74
R-113	latão	SILVA (1989)	0,974 à 2,10
R-114	latão	SILVA (1989)	0,974 à 5,97
R-113	aço	JACKMAN (1981)	0,51 à 1,358

Admitiu-se, assim, com base nos argumentos a seguir, que ambas as superfícies apresentam valores semelhantes para a rugosidade superficial média, R_p .

- As Figs 4.8 e 4.9 revelam que a rugosidade exerce grande influência no coeficiente de transferência de calor.

- A Fig. 4.7 mostra que, para condições experimentais semelhantes, os resultados obtidos por JACKMAN (1981) e SILVA (1984) são próximos.
- Os efeitos do diâmetro e material com o qual é composta a superfície, conforme anteriormente discutido, podem ser considerados insignificantes.

Deste modo, devido à limitação dos bancos de dados relativamente a R_p , não será explorado o efeito do acabamento superficial, obtendo-se uma correlação que reflete o comportamento térmico de uma única superfície, considerada lisa para efeitos do presente trabalho.

4.7 - Correlações Resultantes e Análise de Resíduos

Com base no procedimento genérico proposto por COOPER (1984), desenvolveram-se correlações exclusivamente para Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida de refrigerantes halogenados. As correlações foram obtidas através de uma regressão múltipla dos dados experimentais disponíveis, listados no Apêndice II. Deve ser reiterado que somente os resultados experimentais para Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida foram utilizados. Como anteriormente discutido, foram considerados somente os resultados experimentais determinados durante a redução do fluxo de calor.

A Tabela 4.8 apresenta as correlações resultantes, bem como o desvio médio, calculado segundo Eq. (3.1), além do coeficiente de correlação*, R^2 . Os resultados listados na Tabela 4.8 podem ser considerados bons, haja visto que os desvios médios resultantes são muito inferiores aos das demais correlações, com valores entre 6 e 7%, e os coeficientes de correlação resultaram em torno de 97%. Ao se comparar os resultados proporcionados

* R^2 , denominado de coeficiente de correlação. Segundo ACHCAR (1995) mede a proporção da variabilidade total explicada pela equação de regressão (um número entre 0 e 1). Em caso de um bom ajuste, temos $R^2 \approx 1$. O valor de R^2 é usado como medida descritiva para avaliar o ajuste da correlação aos dados.

pela Eq. (4.4) com o banco de dados experimentais, obtêm-se uma curva de resíduos, Fig. 4.13, com uma distribuição, a grosso modo, aproximadamente aleatória. Na Fig.4.14 constata-se que os resíduos se localizam consistentemente dentro de uma faixa de $\pm 20\%$ dos valores experimentais. É interessante ressaltar que a tendência verificada nestas curvas, para fluxos de calor inferiores a 10 kW/m², é afetada por efeitos de Convecção Natural. Semelhantes resultados são obtidos para a Eq. (4.5).

TABELA 4.8- Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada plenamente desenvolvida

Correlação	Equação	Desvio Médio (%)	R ² (%)
$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,622}} = 10^{1,95} \cdot T_r^{1,97} \cdot (1 - T_r)^{0,79} \cdot p_r^{0,369}$	(4.4)	6,88	97,1
$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,628}} = 10^{1,10} \cdot p_r^{0,623} \cdot (-\log p_r)^{-0,49}$	(4.5)	6,82	97,1

Para cada figura, as Figs. 4.15 a 4.18 apresentam curvas de resíduos relativas a um único refrigerante. Notam-se tendências como a observada na Fig 4.16, onde, para fluxos de calor superiores a 40 kW/m², os resíduos se situam entre 0% e 10%. Por outro lado, na região de baixos fluxos de calor, Ebulição Nucleada parcial, verificam-se fortes tendências. De fato, as curvas de resíduos para o R-113 e R-114, elaboradas com base nos dados experimentais de SILVA (1989), ilustradas respectivamente nas Figs. 4.16 e 4.18, apresentam resíduos negativos para fluxos de calor reduzidos. Já, para os dados do R-11, de SILVA (1989), do R-113, de JACKMAN (1981), ilustrados respectivamente nas Figs. 4.15 e 4.17, as curvas de resíduos apresentam um comportamento oposto. Este comportamento poderia ser resultante de

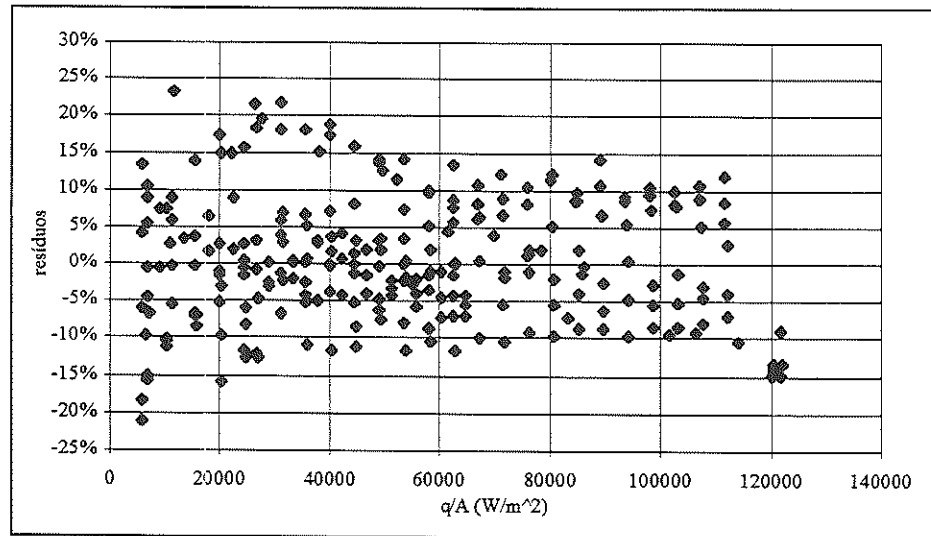


Figura 4.13- Curva de resíduos para o resultado apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos banco de dados.

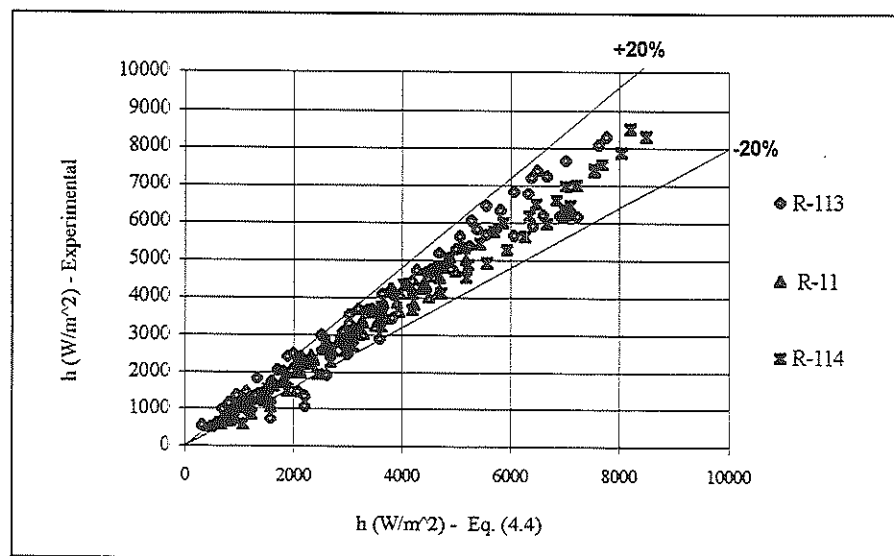


Figura 4.14- Curva comparativa dos resultados experimentais com os proporcionados pela Eq. (4.4).

alguma característica não explicada pelo efeito das variáveis p_r e T_r , pois as demais, tais como geometria, acabamento da superfície de teste e bancada experimental foram semelhantes para ambos os autores e fluidos. Através da utilização de um banco de dados mais abrangente e a incorporação de fatores, tais como a massa molecular, poderia ser, em princípio, eliminada esta

diferença de comportamento. Embora, a utilização de um banco de dados experimentais mais abrangente seja de extrema importância, o mesmo pode não ser válido para a incorporação de mais fatores às equações da Tabela 4.8, pois, neste caso, seria eliminada a praticidade do uso do presente método.

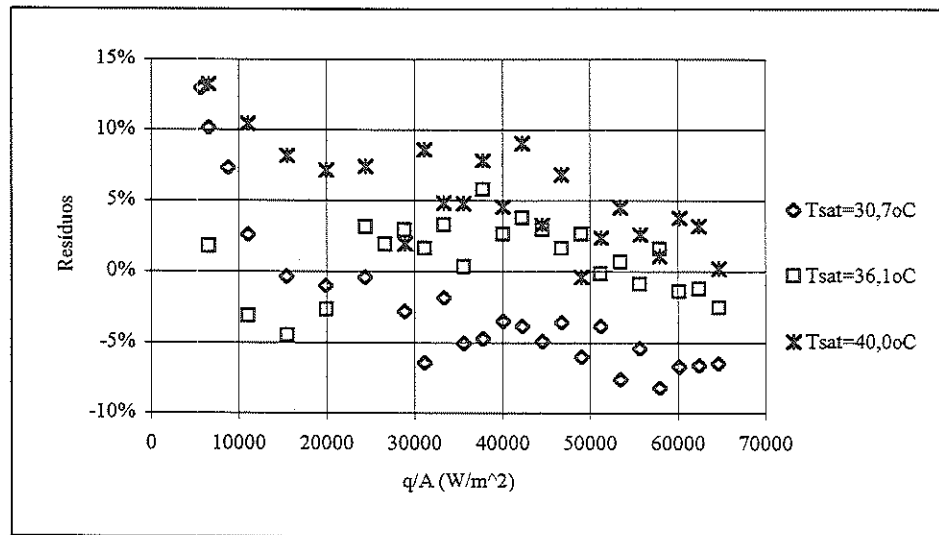


Figura 4.15- Curva de resíduos para o resultados apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos dados do experimentais do R-11 obtidos por SILVA (1989).

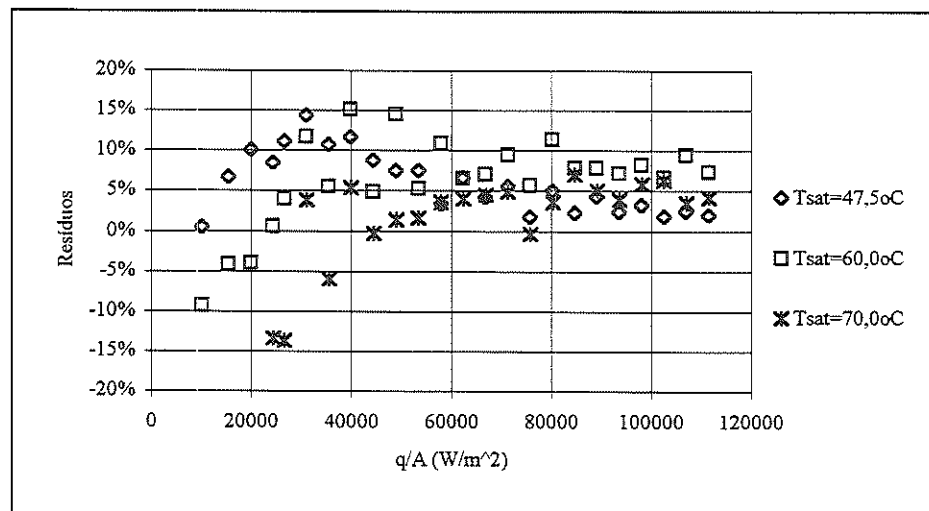


Figura 4.16- Curva de resíduos para o resultados apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos dados do experimentais do R-113 obtidos por SILVA (1989).

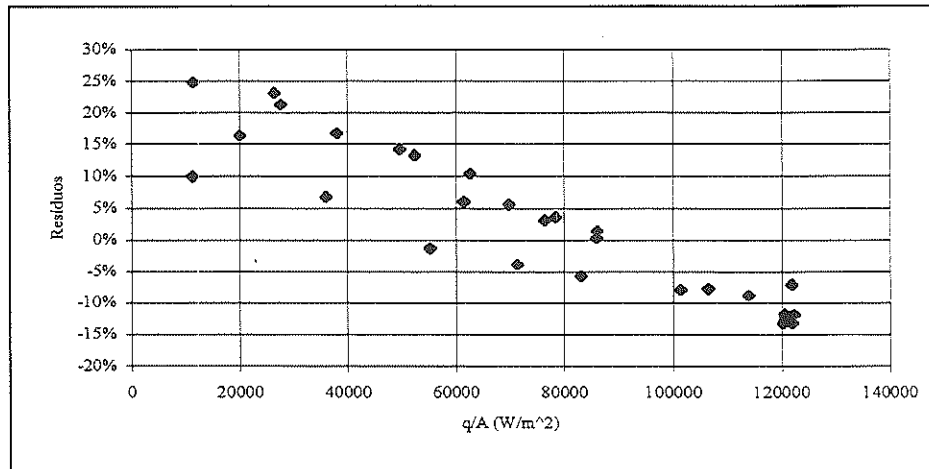


Figura 4.17- Curva de resíduos para o resultados apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos dados do experimentais para o R-113 obtidos por JACKMAN (1985).

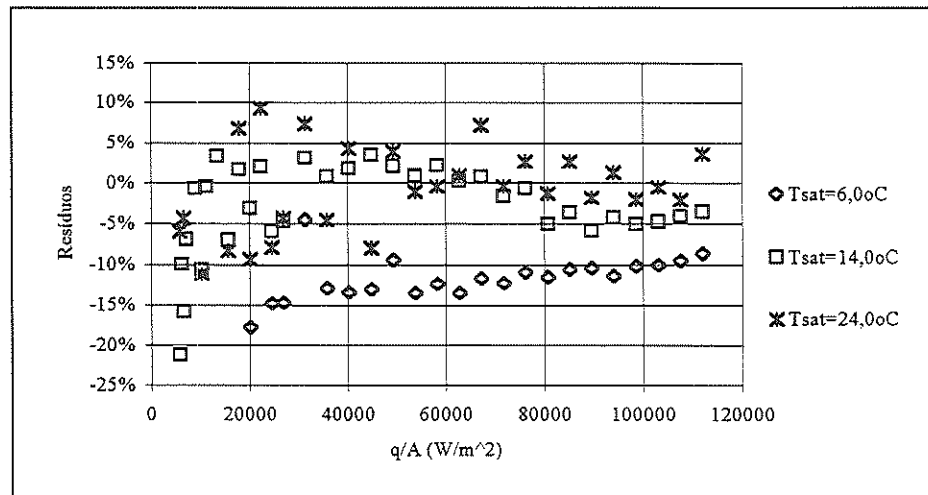


Figura 4.18- Curva de resíduos para o resultados apresentado pela Eq. (4.4) em relação aos dados experimentais para o R-114 obtidos por SILVA (1989).

Com o aumento do fluxo de calor todas as curvas, com exceção dos resultados do R-113, ilustrados na Fig. 4.16, apresentam uma tendência de resíduos negativa. Embora não necessariamente, este resultado poderia sugerir uma leve variação no expoente do termo (\dot{q}/A) com o fluxo de calor. Esta proposição não coincide com os resultados de GORENFLO et al (1993), segundo os quais, este expoente depende exclusivamente de p_r e R_p .

Quando as tendências apresentadas pelas curvas de resíduos das Figs. 4.16 e 4.17 são comparadas, verificam-se comportamentos diferentes entre os resultados experimentais de JACKMAN (1985) e SILVA (1989). Tal comportamento é passível de uma justificativa clara, podendo estar ligado a características específicas dos sistemas experimentais utilizados na aquisição de dados. Caso fosse admitido que as superfícies em questão apresentam diferentes valores para a rugosidade superficial média, a conclusão de GORENFLO et al (1993) poderia justificar o comportamento diferenciado verificado pelas curvas apresentadas nas Figs. 4.16 e 4.17.

As Figs. 4.15, 4.18 e 4.16, neste caso apenas para $T_{sat}=60$ e 70°C , obtidas para os resultados de SILVA (1989), mostram que, para um mesmo refrigerante, os resíduos tornam-se mais positivos com o incremento da pressão reduzida. Este comportamento poderia ser incluído no modelo através da redução do expoente do termo (\dot{q}/A) com o incremento de p_r . Esta consideração seria coerente com os resultados encontrados na literatura aberta, onde este expoente é sistematicamente reduzido com o incremento da pressão reduzida. Para aplicações frigoríficas, devido à estreita faixa de variação da pressão reduzida, no que tange a elaboração de uma correlação voltada para aplicações, a variação deste expoente em função de p_r pode ser negligenciada. Já, para o caso de estudos mais detalhados, a análise deste efeito seria interessante.

4.8 – Efeito da Massa Molecular

COOPER (1984) em sua correlação, Eq. (2.6), incluía além das propriedades reduzidas, p_r e T_r , a massa molecular. Com base neste fato, foi analisada a influência deste parâmetro nas correlações propostas. COOPER (1984), para justificar a inclusão deste parâmetro, admitiu que algumas propriedades para diferentes substâncias a uma mesma pressão reduzida,

apresentam uma certa relação com M . Desta forma, podem ser escritas como funções da massa molecular, sugerindo aproximações tais como:

$$\begin{aligned} \rho_v &\propto M & k_l &\propto M^{-1/2} \\ h_{lv} &\propto M^{-1} & \mu_l &\propto M^{2/3} \\ C_{p_l} &\propto M^{-3/4} \end{aligned}$$

Estas relações são válidas para uma ampla faixa de massas moleculares, abrangendo desde fluidos criogênicos a refrigerantes halogenados. Embora sejam aproximações não muito precisas, se tornam válidas no sentido em que sugerem a incorporação do fator M ao modelo proposto por COOPER(1984). O comportamento destas propriedades em termos da massa molecular para refrigerantes halogenados é ilustrado nas Fig. 4.19 a 4.23. Nelas se verifica que, para k_l , h_{lv} e C_{p_l} , ocorre um elevado decréscimo no valor da propriedade com o incremento de M , resultado diferente do apresentado para as propriedades ρ_v e μ_l , as quais apresentam um incremento em seus valores, embora em menor escala. Apesar das Figs. 4.19 a 4.23 ilustrarem o comportamento das propriedades com a massa molecular apenas para $p_r=0,1$, comportamento similar é verificado para outros valores de p_r .

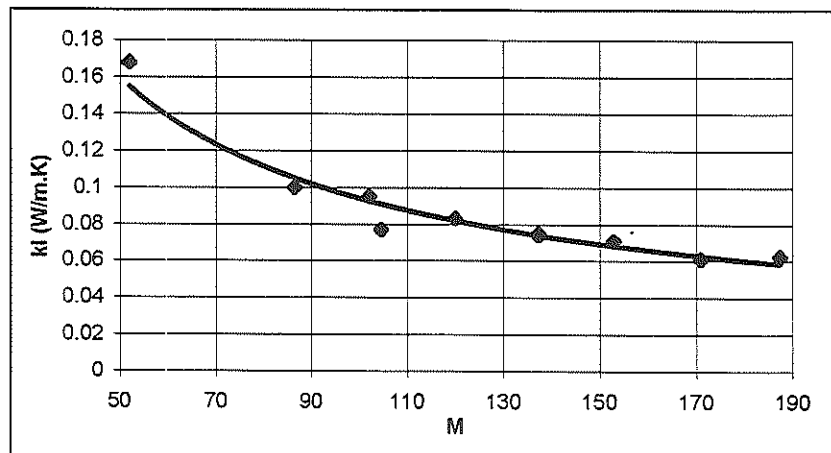


Figura 4.19- Comportamento da condutividade do líquido saturado com a massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$.

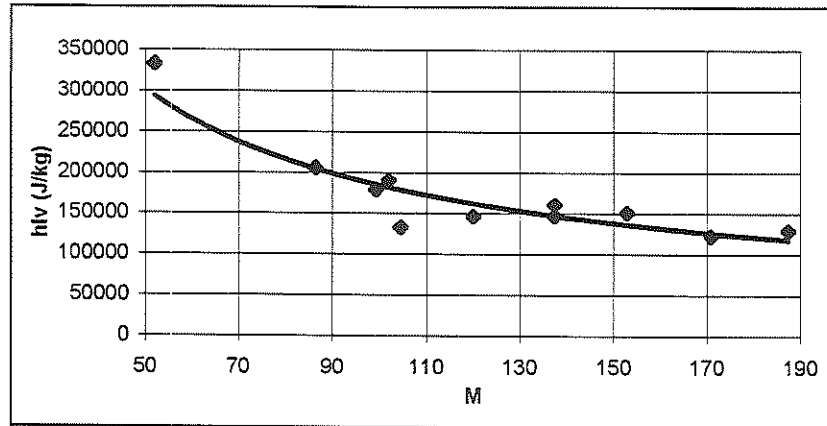


Figura 4.20- Comportamento do calor latente de evaporação com a massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$.

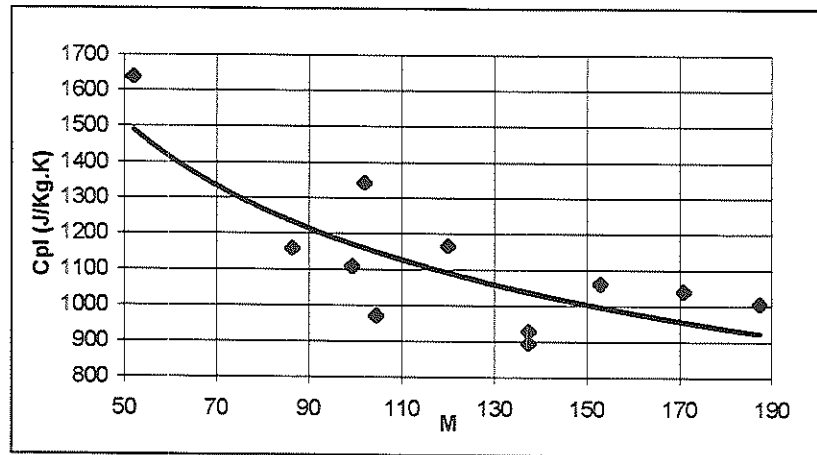


Figura 4.21- Comportamento do calor específico do líquido saturado com a massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$.

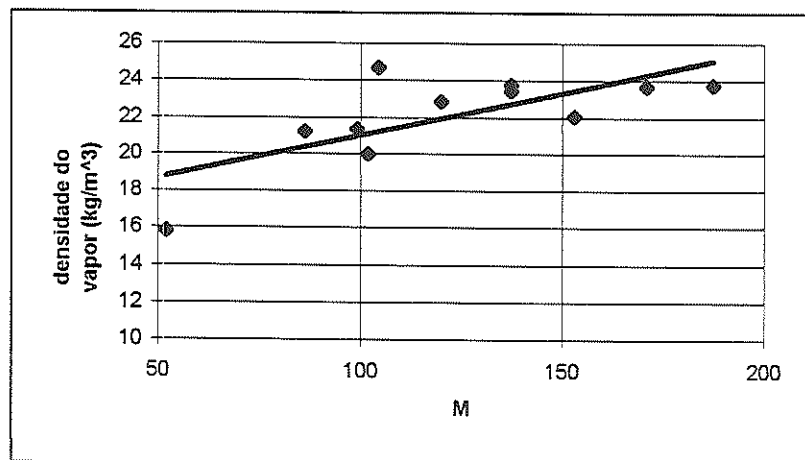


Figura 4.22- Comportamento da densidade do vapor saturado com a massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$.

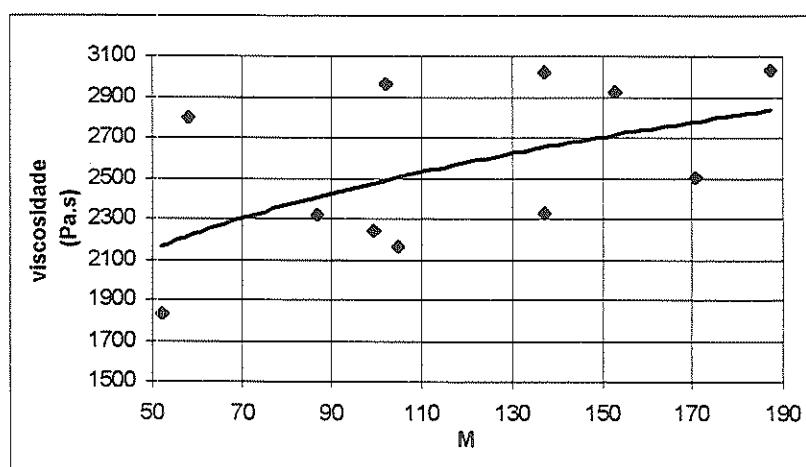


Figura 4.23- Comportamento da viscosidade do líquido saturado com a massa molecular de refrigerantes halogenados, $p_r=0,1$.

Outro fator preponderante utilizado pelo autor para a inserção da massa molecular foi que, nas correlações formadas por multi-propriedades, verifica-se uma certa relação entre a taxa de transferência de calor e M . Este resultado pode ser verificado na Fig. 4.24, onde foram comparados os modelos de ROHSENOW(1951) e FOSTER & ZUBER(1955) para diferentes refrigerantes, verificando-se uma variação do coeficiente de transferência de calor com $M^{-0,6857}$ e $M^{-0,3878}$, respectivamente. Conclui-se, assim, que, para situações de iguais pressões reduzidas, ocorre a redução do coeficiente de transferência de calor com a elevação da massa molecular. Este resultado, já esperado, é semelhante ao das propriedades k_l , ρ_l e Cp_l e oposto ao da viscosidade do líquido. Assim, com base nestes resultados e na ampla abrangência de fluidos que seu modelo compreende, COOPER (1984) incorporou a massa molecular à sua correlação, explicando a diferença de comportamento entre os diversos grupos de fluidos.

Deste modo, para verificar a validade da incorporação deste fator à correlação proposta, fizeram-se tentativas de desenvolver correlações que incorporam o parâmetro M . Estas foram elaboradas utilizando os dados

experimentais do Apêndice II, determinando-se através de uma regressão linear múltipla, as Eqs. (4.6) e (4.7), listadas na Tabela 4.9.

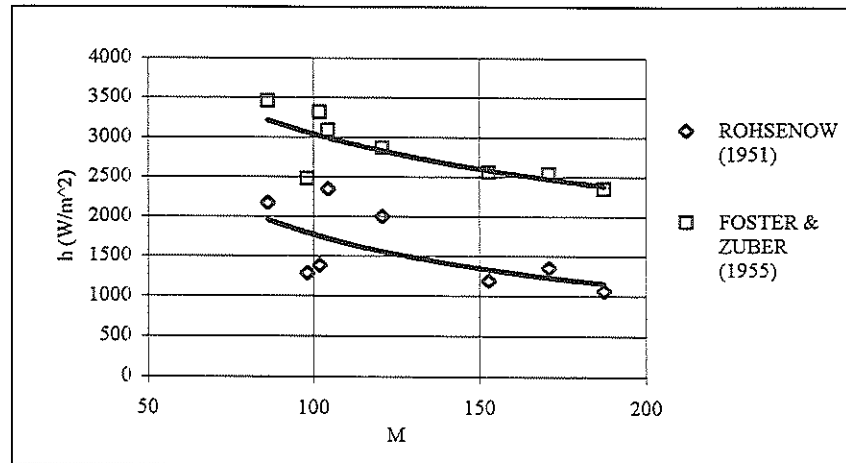


Figura 4.24- Variação do coeficiente de transferência de calor com a massa molecular para diferentes refrigerantes halogenados para $p_r=0,1$

Analisando os resultados proporcionados pelas correlações das Tabelas 4.8 e 4.9, verifica-se um pequeno incremento de precisão para as correlações através da incorporação da massa molecular ao modelo. Esta elevação, em face da imprecisão na determinação experimental de fatores tais como pressão e temperatura de saturação, pode ser considerado desprezível.

TABELA 4.9- Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em Ebulição Nucleada plenamente desenvolvida

Correlação	Equação	Desvio Médio (%)	R ² (%)
$\frac{h}{(\dot{q}/A)^{0,625}} = 10^{5,30} \cdot T_r^{8,72} \cdot (1 - T_r)^{3,95} \cdot p_r^{0,433} \cdot M^{-0,265}$	(4.6)	6,32	97,4
$\frac{h}{(\dot{q}/A)^{0,628}} = 10^{1,84} \cdot p_r^{0,491} \cdot (-\log p_r)^{0,167} \cdot M^{-0,228}$	(4.7)	6,37	97,3

A Fig 4.25 permite justificar o reduzido incremento na precisão obtido pela incorporação de M à correlação para refrigerantes halogenados. De fato, nessa figura pode-se observar que, para estes fluidos, o comportamento da massa molecular pode ser substituído por uma função da pressão crítica, variável já incorporada ao modelo através da pressão reduzida.

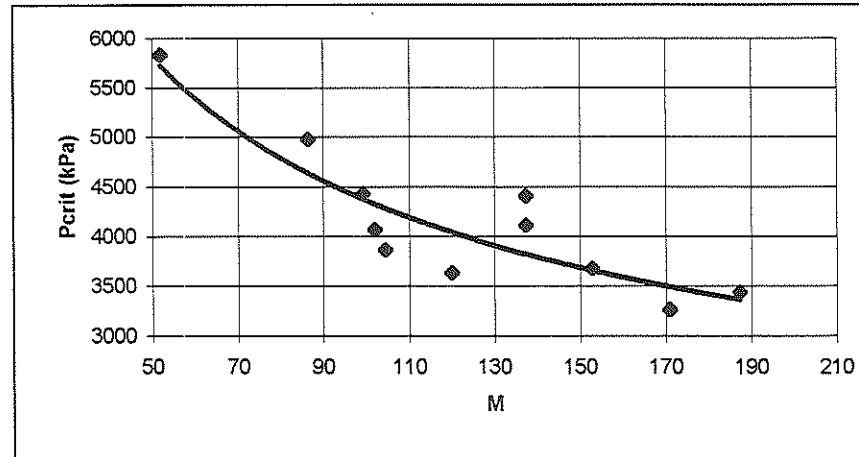


Figura 4.25- Variação da pressão crítica com a variação da massa molecular

Deste modo, além de ser eliminada uma certa redundância, resultante da relação entre a pressão crítica e a massa molecular, a correlação apresenta uma implementação mais fácil, com a redução do número de variáveis pela omissão da massa molecular.

4.9- Comparação das Correlações Propostas com Modelos da Literatura.

A Fig. 4.26 apresenta uma análise gráfica dos resíduos apresentados pelas correlações citadas no presente trabalho, permitindo concluir que:

- A modelo de COOPER (1984), dentre os encontrados na literatura, é o que apresenta resultados mais próximos dos experimentais, provavelmente em virtude do R-11 fazer parte de seu banco de dados e sua correlação ter sido obtida pelo ajuste de dados experimentais

- Embora os modelos apresentem uma certa fundamentação física, o fator preponderante na determinação da aplicabilidade da correlação é o banco de dados utilizado para ajuste de expoentes e coeficientes.

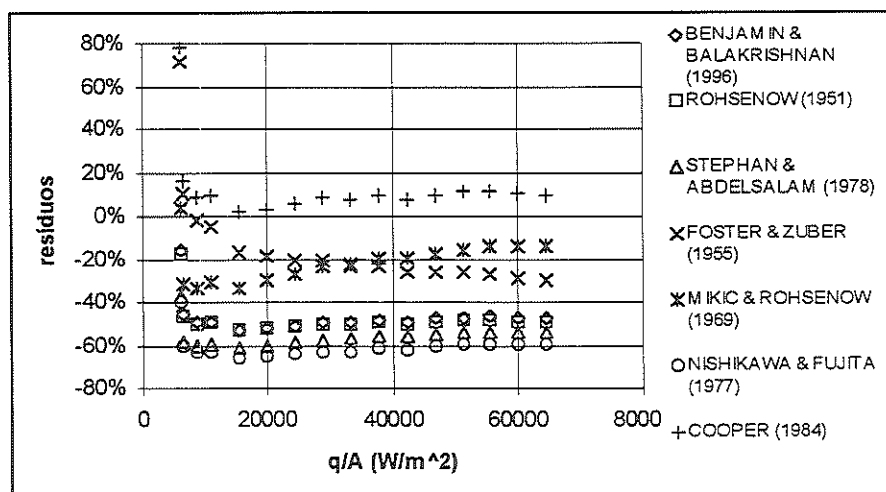


Figura 4.26 - Curva de resíduos para algumas das correlações da literatura em relação a dados do Apêndice II para o R-11 à $T_{sat}=30,7^{\circ}\text{C}$, SILVA (1989)

A Tabela 4.10 traz uma comparação dos desvios médios resultantes em relação aos dados experimentais apresentados no Apêndice II, tanto para as correlações estudadas no Capítulo 2, como para as desenvolvidas no presente capítulo. Mediante o elevado desvio apresentado pelas correlações da literatura aberta, incluindo o modelo de COOPER (1984), é possível concluir que, as correlações propostas no presente estudo, baseadas no procedimento de Cooper, correlacionam adequadamente resultados para alguns refrigerantes halogenados. Uma série mais abrangente de ensaios, envolvendo faixas mais amplas de condições operacionais e diversos refrigerantes seria necessária para, efetivamente, confirmar a extensão da aplicabilidade das correlações propostas.

TABELA 4.10 -Comparação das correlações propostas com modelos da literatura, com base nos resultados experimentais do Apêndice II

Autor	R-11 SILVA (1989) %	R-113 SILVA (1989) %	R113 JACKMAN (1981) %	R114 SILVA (1989) %	TOTAL %
BENJAMIN & BALAKRISHNAN (1996)	41,9	50,2	63,8	53,7	51,9
COOPER (1984)	34,6	22,0	13,0	32,6	24,6
HAIDER & WEBB (1997)	236	144,0	258,9	275,2	220,1
MIKIC & ROHSENOW (1969)	19,4	18,5	16,1	48,8	21,2
NISHIKAWA & FUJITA (1977)	53,3	57,1	62,2	43,0	56,1
ROHSENOW (1951)	38,3	63,8	39,2	49,6	47,4
STEPHAN & ABDELSALAN (1981)	45,6	35,0	49,8	11,9	40,4
FOSTER & ZUBER (1955)	29,3	33,3	28,7	23,6	29,8
Eq. (4.4)	3,52	9,69	10,35	5,94	6,88
Eq. (4.5)	3,22	9,69	10,28	6,02	6,82
Eq. (4.6)	4,22	6,56	10,32	6,43	6,32
Eq. (4.7)	3,84	7,22	10,03	6,43	6,37

* Desvio médio resultante, calculado em relação aos dados experimentais apresentados no Apêndice II

CAPÍTULO 5 - Conclusões e Recomendações

5.1- Considerações gerais

As pesquisas realizadas em países desenvolvidos (verificar origem da literatura consultada) têm proporcionado significativos avanços no sentido de um melhor entendimento do mecanismo físico da mudança de fase de refrigerantes e de seu desempenho térmico visando especialmente aplicações. No Brasil, infelizmente, raras são as pesquisas relativas a esse tema. As informações disponíveis na literatura aberta sobre o desempenho dos refrigerantes alternativos, misturas refrigerante e óleo de lubrificação e superfícies intensificadoras da transferência de calor apresentam muitas lacunas, sendo, de uma maneira geral, insuficientes para utilização em projetos pelo setor industrial, constituído na sua maioria por pequenas e médias empresas, despreparadas para acompanhar o ritmo de desenvolvimento tecnológico do setor frigorífico.

O presente trabalho contribui no sentido de reunir algumas correlações que visam prever o coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada e desenvolver uma correlação ao mesmo tempo prática e precisa, voltada para aplicações com refrigerantes halogenados, útil no desenvolvimento de projetos de equipamentos na indústria frigorífica.

A seguir serão relacionadas algumas conclusões gerais tiradas do desenvolvimento do presente trabalho, seguidas de considerações para futuros trabalhos.

5.2- Conclusões

Os objetivos propostos foram satisfatoriamente atingidos. A seguir um sumário das principais conclusões deste trabalho será apresentado:

- Levantou-se um elevado número de correlações existentes na literatura para substâncias puras em regime de ebulição nucleada plenamente desenvolvida, dividindo-as em dois grupos: correlações empíricas, baseadas exclusivamente em bancos de dados, e correlações semi empíricas, nas quais modelos físicos são correlacionados através de dados experimentais.
- Foram discutidos e amplamente analisados tanto os modelos físicos como os bancos de dados utilizados pelos correspondentes autores, concluindo-se que, em ambos os casos, embora pretendam ser genéricas, as correlações apresentam uma elevada dispersão em seus resultados quando aplicadas a refrigerantes halogenados. Entre as correlações analisadas, a abordagem de COOPER (1984), embora pragmática, por não considerar um modelo para o mecanismo da Ebulição Nucleada, parece ter sido a mais criativa das últimas três décadas de pesquisas do mecanismo da ebulição nucleada.
- Levantaram-se algumas correlações da literatura que visam determinar o coeficiente de transferência de calor para misturas compostas por refrigerantes halogenados e óleo lubrificante, verificando-se um grande empirismo, sendo cada correlação válida para situações específicas. Verificou-se, ainda, a existência de grandes lacunas, tanto nos modelos físicos que pretendem justificar a razão para a diminuição na taxa de transferência de calor da superfície com o aumento da concentração de óleo, como, nos que visam

explicar a intensificação no coeficiente de transferência de calor para concentrações inferiores a 3%.

- Foi levantado um grande número de correlações cujo objetivo é a determinação das propriedades de transporte de refrigerantes halogenados. Tais correlações foram classificadas nos seguintes tipos: *correlações genéricas*, de difícil aplicabilidade por tratar-se de equações extensas, constituídas de expansões, em geral, viriais; *correlações específicas*, embora de certa precisão, não abrangem os novos refrigerantes, pois são formadas por constantes características de cada substância; e *correlações simplificadas*, geralmente fornecidas pelos fabricantes de refrigerantes, caracterizadas pela fácil utilização, imprecisão e a impossibilidade de extensão a outros refrigerantes.

- Desenvolveram-se correlações genéricas para as propriedades de transporte dos refrigerantes halogenados. Estas apresentam uma relativa simplicidade proporcionando excelentes resultados numéricos, com desvios inferiores a 1% na maioria dos casos e para condições operacionais típicas das aplicações frigoríficas, sendo uma característica importante a sua generalidade no sentido em que são adequadas a qualquer refrigerante halogenado.

- Desenvolveu-se uma correlação para refrigerantes halogenados visando a determinação do coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada para superfícies lisas baseadas no procedimento de COOPER (1984). Esta correlacionou consideravelmente bem o banco de dados utilizado, apresentando desvios médios ao redor de 6%, resultado inferior ao das demais correlações, como seria de se esperar. A correlação desenvolvida prima pela facilidade de uso, além da precisão, exigindo apenas o conhecimento da pressão, do fluxo de calor, além do estado crítico (caracterizado pela pressão e temperatura), parâmetros facilmente encontrados na literatura.

- Realizou-se uma extensa pesquisa bibliográfica a respeito de superfícies intensificadoras de transferência de calor, tendo-se verificado que apresentam

bons desempenho. Em algumas superfícies foram observados coeficientes de transferência de calor do lado externo do tubo 200% superiores aos de superfície lisa.

5.2- Recomendações para futuros trabalhos.

Com base no estudo desenvolvido, algumas sugestões para futuros trabalhos podem ser enumeradas:

- Análise de desempenho térmico de superfícies lisas e intensificadoras para amônia e óleo lubrificante, já que alguns óleos miscíveis em amônia foram recentemente desenvolvidos. Tal estudo é importante em virtude da pouca incidência de pesquisas para este refrigerante. Deve-se notar que a amônia não afeta a camada de ozônio, sendo comumente encontrada em instalações de grande porte, denominadas industriais.
- Estudo de desempenho de novos refrigerantes, constituídos de misturas não azeotrópicas, e suas misturas com óleo lubrificante. Esta análise é importante dentro da realidade enfrentada pela indústria frigorífica em função do surgimento de novos refrigerantes.
- Desenvolvimento de um amplo banco de dados, visando a possibilidade de incorporação dos seguintes fatores ao modelo desenvolvido neste trabalho: características da superfície e parâmetros que possam caracterizar a influência do óleo no coeficiente de transferência de calor. Assim, obtendo-se uma correlação precisa e de fácil uso, que, embora, não permita a interpretação do fenômeno físico, seja uma ferramenta útil em projetos.
- A maioria dos modelos físicos visando ao entendimento do mecanismo da Ebulição Nucleada foram desenvolvidos durante as décadas de 50 e 60. As correlações elaboradas a partir do final da década de 80 se caracterizam por simplesmente correlacionarem bancos de dados, direção escolhida pelos

pesquisadores em face da complexidade do fenômeno físico da Ebulição Nucleada. Deste modo, considerando o rápido desenvolvimento tecnológicos dos últimos 30 anos, torna-se válido o retorno à busca de modelos físicos que caracterizem este mecanismo de transferência de calor, abrangendo superfícies lisas e intensificadoras, tanto para a ebulição de refrigerantes puros como para misturas compostas por refrigerante e óleo lubrificante.

- Estudo do efeito de um banco de tubos no desempenho de evaporadores inundados, onde é primordial a otimização de parâmetros como a distância entre tubos e seus diâmetros.

A transferência de calor através do mecanismo de ebulição nucleada, devido à implicações tanto de ordem econômica como ambiental, revela-se uma área próspera para novos estudos. Estes devem buscar, além da análise fenomenológica, a otimização dos parâmetros influentes no referido mecanismo, proporcionando a correta adequação entre equipamento e aplicação. Finalmente, com base na extensa análise bibliográfica, é possível destacar, que o estudo da Ebulição Nucleada, especialmente a associada à refrigerantes, ainda é um fenômeno caracterizado por um elevado número de lacunas.

Referências Bibliográficas

- ACHCAR, J. A. (1995) Planejamento de experimentos em engenharia e indústria. São Carlos, ICMSC-USP. Cap. 10: Análise de regressão
- ANDERSON, T. M.; MUDAWAR, I. (1989) Microelectronic cooling by enhanced pool boiling of a dielectric fluorocarbon liquid. *Journal of Heat Transfer*, v.111, p.752-759
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc (1993). *Fundamentals Handbook* .
- BENJAMIN, R. J.; BALAKRISHNAN, A. R. (1996) Nucleate pool boiling heat transfer of pure liquids at low to moderate heat fluxes. *Int. J. Heat Mass Transfer* , v.39 , n.12 , p.2495-2504
- BENJAN, A. (1988) *Advanced engineering thermodynamics*. New York, John Wiley & Sons, Inc. Cap.6: Multiphase Systems
- BOX, G. (1978) *Statistic for Experimenters*. New York, John Wiley & Sons, Inc. Cap 4: Building models and using them
- CHANG, J. Y.; YOU, S. M. (1997) Enhanced boiling heat transfer from micro-porous cylindrical surfaces in saturated FC-87 and R-123. *Journal of Heat Transfer*, v.119, p.319-325
- CHONGRUNGRONG, S.; SAUER, H. J. (1980) Nucleate boiling performance of refrigerants and refrigerants-oil mixtures. *Journal of Heat Transfer*, v.102, p.701-705
- CHUAH, Y. K.; CAREY, V. P. (1987) Boiling heat transfer in a shallow fluidized particulate bed. *Journal of Heat Transfer*, v.109, p.196-203
- CIZIKK, A. M. et al. (1981) Performance of advanced heat transfer tubes in refrigerant-flooded liquid coolers. *ASHRAE Transactions*, v.76, part. I, p. 96-109

- COLLIER, J. G. (1981). *Convective boiling and condensation 2nd ed*
Mc.Graw-Hill Inc.
- COOPER, M. G. (1984) Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling -
A wide ranging examination using reduced properties. *Advances in Heat
Transfer*, v.16, p.157-238
- COOPER, M. G. (1982). Correlations for nucleate boiling - formulation using
reduced properties. *PCH PhysicoChemical Hydrodynamics*, v 3, n 2, pp.
89-111
- DHIR, V. K. (1991) Nucleate and transition boiling heat transfer under pool
and external flow conditions. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, v.12, n.4, dec.,
p.290-314
- DOUGHERTY, R. L.; SAUER, H. J. (1974) Nucleate pool boiling of
refrigerant-oil mixtures from tubes. *ASHRAE Transactions* , v.80 , p.175-
193
- DU PONT “HCFC-123 Properties, Uses, Storage and Handling”, SUVA 123
Refrigerant
- DU PONT “Product Information”, Transport properties of SUVA 9100
Refrigerant
- DU PONT “Product Information”, Transport properties of SUVA
Refrigerants: SUVA HP62; SUVA HP80; SUVA HP81
- DU PONT “Product Information”, Transport properties of SUVA
Refrigerants: SUVA MP39; SUVA MP52; SUVA MP66
- FOSTER, H. K.; ZUBER, N. (1955) Bubble dynamics and boiling heat
transfer. *AIChE Journal*, v.1, n.4, p.531-535
- FURSE, F. G. (1965) Heat transfer to refrigerants 11 and 12 boiling over a
horizontal cooper surface. *ASHRAE transactions* , v.71 , part.1, p.231-237
- GAERTNER, R. F. (1965) Photographic study of nucleate pool boiling on a
horizontal surface. *Journal of Heat Transfer*, feb., p.17-29

- GORDON, D. T. et al (1969) An empirical equation for predicting the viscosity of liquid refrigerants. *ASHRAE Transactions*, v.75, p. 40-52
- GORENFLO, D. et al. (1993) Enhanced pool boiling heat transfer to new refrigerants. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ENERGY EFFICIENCY IN REFRIGERATION AND GLOBAL WARMING IMPACT , Comissão B1/2, International Institute of Refrigeration, University of Ghent, Bélgica, p. 327-334
- GORENFLO, D. et al. (1994) Prediction of pool boiling heat transfer with new refrigerants. In : CFC'S THE DAY AFTER, Padova , spt 21-23, p.557-563
- HAHNE, E. et al. (1991) Pool boiling heat transfer on finned tubes na experimental and theoretical study. *Int. J. Heat Mass Transfer.*, v.34, n.8, p.2071-2079
- HAHNE, E.; NOWORYTA, A. (1984) Calculation of heat transfer coefficients for nucleate boiling in binary mixtures of refrigerants-oil. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, v.11, p. 417-427
- HAIDER, S.I.;WEBB, R.L. (1997) A transient micro-convection model of nucleate pool boiling. *Journal of Heat Mass Transfer*, v.40, n.15, p.3675-3688
- HAN, C. Y.; GRIFFITH, P. (1965) The mechanism of heat transfer in nucleate pool boiling – parts I and II. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.8, p. 969-976
- HSIEH, S. S.; HSU, P. T. (1994) Nucleate boiling characteristics of R-114, distilled water (H₂O) and R-134a on plain and rib-roughened tube geometries. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.37, n.10, p.1423-1432
- HSIEH, S. S.; WENG, C. J. (1997a) Nucleate pool boiling heat transfer coefficients of distilled water (H₂O) and R-134a/oil mixtures from rib-roughened surfaces. *Journal of Heat Transfer* , v.119 , feb , p.142-151

- HSIEH, S.S.; WENG, C.J. (1997b) Nucleate pool boiling from coated surfaces in saturated R-134a and R-407c. *Int. J. Heat Mass Transfer*. v.40, n.3, p.519-532
- JABARDO, J. M. S. (1988) *Transferência de calor em escoamentos bifásicos*. Notas de aula
- JACKMAN, D. L. (1981) *Effect of oil contamination of nucleate pool boiling of refrigerant-113*. Milwaukee. Tese (Doutorado), University of Wisconsin
- JENSEN, M. K.; JACKMAN, D. L. (1984) Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerants-oil mixtures. *Journal of Heat Transfer*, v.106, feb., p.185-190
- JUDD, R. L.; HWANG, K. S. (1976) A comprehensive model for nucleate pool boiling including microlayer evaporation. *Journal of Heat Transfer*, nov., p.623-629
- JUNG, D.; RADERMACHER, R. (1991) Transport properties and surface tension of pure and mixed refrigerants *ASHRAE Transactions*, v.97, pt. 1
- Li, C. C. (1970) A generalized correlation of liquid thermal conductivity of halogenated hydrocarbon refrigerants. *ASHRAE Transactions*, v.76, p.140-145
- MEMORY, S. B.; SUGIYAMA, D. C.; MARTO, P. J. (1995) Nucleate pool boiling of R-114 and R-114-oil mixtures from smooth and enhanced surfaces-I. Single tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.38, n.8, p.1347-1361
- MIKIC, B. B.; ROHSENOW, W. M. (1969) A new correlation of pool-boiling data including the effect of heating surface characteristics. *Journal of Heat Transfer*, may, p.245-250
- NISHIKAWA, K. et al. (1984) Effects of surface configuration on nucleate boiling heat transfer. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.27, n.9, p.1559-1571

- NISHIKAWA, K.; FUJITA, Y. (1977) Correlation of nucleate boiling heat transfer based on bubble population density. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.20, p.233-245
- NUKIYAMA, S. (1934) readitado em (1966) The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.9, p.1419-1433
- OKA, T. et al. (1995) Pool boiling of n-pentano, CFC-113, and water under reduced gravity: Parabolic flight experiments with a transparent heater. *Journal of Heat Transfer*, v.117, may, p.408-417
- OKADA, M. et al (1990) Measurements of the surface tension for HFC 123 and HFC 134a In: Meeting of Comission B1 (Thermodynamics and transport process), 5-7 march, Herzlia, Israel. *Anais: International Institute of Refrigeration, Refrigeration Science and Technology*. v.70, p.89-94
- PAIS, C.; WEBB, R.L. (1991) Literature survey of pool boiling on enhanced surfaces. *ASHRAE Transactions*, v.97, p.79-89
- PALM, B. (1991) *Enhancement of boiling heat transfer by aid of perforated metal foils*. Estocolmo. Tese (doutorado) Departament of Applied Thermodynamics and Refrigeration. The Royal Institute of Technology.
- PETUKHOV, B. S. et al. (1981) Heat transfer in boiling on finned surfaces. *Heat Transfer-Soviet Research*, v.13, n.1, p.51-60
- PHILLIPS, T. W.; MURPHY, K. P. (1970) Liquid viscosity of halogenated refrigerants. *ASHRAE Transactions*, v.76, p.146-156
- ROHSENOW, W. M. (1966) Heat transfer with boiling. *ASHRAE transactions*, v.72, part. I, p.7-27
- ROHSENOW, W.M. (1951) A method of correlating heat-transfer data for surface boiling of liquids. *Transactions of the ASME*, n.48, aug., p.969-976

- ROSS, M. et al (1990) Thermal conductivity of R-134a over the temperature range 240 to 373 K. In: Meeting of Commission B1 (Thermodynamics and transport process), 5-7 march, Herzlia, Israel. *Anais: International Institute of Refrigeration, Refrigeration Science and Technology*. v.70, p.89-94
- SILVA, C. L. (1989) *Investigação experimental da ebulição de misturas refrigerante-óleo*. São Paulo. Tese (Doutorado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
- SOKOL, P. et al. (1990) Pool boiling heat transfer from plain and finned tubes to propane and propylene, *Heat Transfer 1990: Proc. 9th Int Heat Transfer Conf.*, v.1, p.75-86
- STEPHAN, K. (1992) *Heat Transfer in Condensation and Boiling*. New York, Springer
- STEPHAN, K. ; ABDELSALAM, M. (1978) Heat-transfer correlations for natural convective boiling. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.23, p.73-87
- STIEL, L. I.; THODOS, G. (1964a) The viscosity of polar substances in the dense gaseous and liquid regions. *AIChE Journal*, v. 10, p.275-277
- STIEL, L. I.; THODOS, G. (1964b) The thermal conductivity of non polar substances in the dense gaseous and liquid regions. *AIChE Journal*, v. 10 p.26-30
- TEWARI, P. K. et al. (1986) Effect of surface roughness e polymeric additive on nucleate pool boiling at subatmospheric pressures. *Int. Comm. Heat mass transfer.* , v.13, p.503-514
- THOME, J. R. (1989) Nucleate pool boiling of hydrocarbon mixtures on a Gewa-TX tube. *Heat Transfer Engineering.*, v.10, n.1, p.37-44
- THOME, J. R. (1996) Boiling of new refrigerants: a state-of-the-art review. *Int. J. Refrig.* , v.19 , n.7, p.435-457

- VACHON, R. I. ; NIX, G. H.; TANGER, G. E. (1968) Evaluation of constants for the Rohsenow pool-boiling correlation. *Journal of Heat Transfer*, may , p.239-247
- WANNIARACHCHI, A. S. et al. (1987) Effect of oil on pool boiling performance of R-114 from enhanced surfaces., 2d ASME-JSME, *Thermal Engineering Joint Conference, Honolulu, HI.*
- WEBB, R. L.; PAIS, C. (1991) Pool boiling data for five refrigerants on three tube geometries. *ASHRAE Transactions*, v.97, p. 72-78
- WEBB, R. L.; PAIS, C. (1992) Nucleate pool boiling data for five refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.35, n.8, p.1893-1904
- YATA, J. (1984) Measurement of thermal conductivity of liquid fluorocarbons. *Int J. Thermophysics*, v. 5, n. 2, p. 209-218
- ZUBER, M. (1959) *Hydrodynamics aspects of boiling heat transfer*. Tese (doutorado) University of California at Los Angeles

Apêndice I

Nesta seção serão apresentados todos os resultados referentes à temperatura de saturação à pressão normal e a $T_r=0,7$, para as equações citadas no Capítulo 3. Nas tabelas seguintes são válidas as seguintes considerações:

- * Faixa de temperaturas para a qual os resultados foram comparados com os fornecidos pela ASHRAE, obtendo o desvio médio especificado.
- **As tabelas da ASHRAE não fornecem dados das respectivas propriedades para possível comparação.
- Os refrigerantes em *itálico* não constaram no banco de dados utilizado na regressão.
- O desvio médio foi calculado em relação aos dados da ASHRAE, conforme Eq. (3.1), determinados dentro da faixa de temperaturas de utilização dos refrigerantes para as quais as correlações foram desenvolvidas.

1.- Regressões referentes à temperatura de saturação à pressão normal

	C _{p1} (J/(kg.K))			C _{pv} (J/(kg.K))		
	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	909,00	-60 165	0,52	641,50	-80 125	1,68
R12	924,80	-90 75	0,38	624,00	-45 80	0,41
R123	993,30	0 170	4,46	740,00	-40 100	2,75
R134a	1319,0	-70 80	0,85	877,60	-30 80	1,63
R113	995,30	0 140	0,83	751,50	40 145	3,77
R114	945,40	-40 110	0,83	698,80	-40 110	2,80
R22	1163,8	-90 70	2,18	736,40	-50 70	5,42
R124	1073,0	-60 100	0,57	759,00	-60 110	2,51
R142b	1278,0	0 76	0,52	835,3	-50 100	0,81
R502	1075,0	-70 40	2,80	641,00	-60 40	0,47
R125	1120,6	-40 50	2,00	702,20	-70 62	4,49
R152a	1717,8	-50 92	1,91	1205,6	-30 72	4,69
R13	811,90	-70 0	4,31	601,70	-60 0	1,99
Equações	$C_{p1} = 10^{-0,4} \cdot T_r^{-0,308} \cdot (1-T_r)^{-0,308} \cdot p_r^{0,0166}$			$C_{pv} = 10^{-0,338} \cdot T_r^{-0,948} \cdot (1-T_r)^{-0,527} \cdot p_r^{0,07}$		

	μ _l (Pa.s)			μ _v (Pa.s)		
	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	292,30	-30 145	3,95	12,40	-20 145	0,80
R12	283,40	-30 68	4,55	12,09	-35 68	2,10
R123	332,40	-20 78	1,78	11,38	50 125	1,29
R134a	331,60	-60 85	2,54	11,34	-90 90	5,27
R113	426,50	0 175	3,28	11,03	0 175	1,80
R114	364,00	-40 115	4,03	11,35	0 100	0,50
R22	251,70	-20 40	2,19	11,17	-18 18	0,61
R124	326,90	-60 100	1,84	10,63	26 100	1,26
R142b	368,3	-10 120	8,02	10,14	0 100	0,91
R502	297,70	-70 8	3,61	11,08	-52 80	1,17
R125**	324,00	-40 56	1,74	-----	-----	-----
R152a	227,00	-70 70	4,36	9,580	10 90	3,73
R13	601,70	-60 0	1,19	9,580	-70 0	0,62
Equações	$\mu_l = 10^{-0,216} \cdot T_r^{-1,573} \cdot (1-T_r)^{0,2905} \cdot p_r^{-0,106}$			$\mu_v = 10^{0,0431} \cdot T_r^{0,347} \cdot (1-T_r)^{-0,121} \cdot p_r^{0,0454}$		

	ρ_l (kg/m ³)			ρ_v (kg/m ³)		
	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	1397,0	-60 175	0,19	14,65	-20 105	4,62
R12	1405,0	-100 85	0,29	14,43	-30 105	6,43
R123	1408,7	-40 160	0,11	11,62	-10 160	4,63
R134a	1331,8	-100 90	0,21	10,60	-40 85	1,76
R113	1459,0	-30 180	0,24	13,23	0 200	3,79
R114	1463,3	-10 130	0,68	13,50	-24 130	3,54
R22	1327,9	-100 75	0,20	12,48	-60 85	4,36
R124	1425,4	-60 105	0,22	12,50	-20 100	1,81
R142b	11,21	-50 125	1,31	10,76	-50 125	2,93
R502	1413,0	-70 70	0,14	13,59	-70 70	4,46
R125	1495,3	-70 58	1,73	12,10	-62 52	1,81
R152a	936,60	-110 98	0,30	7,783	-35 90	1,69
R13	1452,1	-100 20	0,62	15,17	-100 26	7,18
Equações	$\rho_l = 10^{0,0626} \cdot T_r^{-0,232} \cdot (1-T_r)^{0,180} \cdot p_r^{0,00414}$			$\rho_v = 10^{1,367} \cdot T_r^{6,15} \cdot (1-T_r)^{0,00708} \cdot p_r^{0,3399}$		

	k_l (W/(m.K))			k_v (W/(m.K))		
	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	82,70	-20 145	2,68	10,43	0 145	3,51
R12	77,50	-60 68	1,54	8,406	-60 68	1,09
R123	69,80	-20 100	1,94	11,54	20 92	0,76
R134a	97,50	-70 85	1,73	11,38	-30 85	4,00
R113	69,60	0 120	2,63	11,03	0 170	1,56
R114**	67,20	-10 120	1,38	-----	-----	-----
R22	103,30	-70 48	0,60	8,330	-50 48	1,96
R124	90,00	-60 100	0,95	8,910	-20 82	2,26
R142b**	83,90	-20 76	0,91	-----	-----	-----
R502	84,25	-60 20	0,23	8,180	-40 40	1,70
R125**	-----	-----	-----	-----	-----	-----
R152a**	115,4	-20 76	2,03	-----	-----	-----
R13	77,03	-70 0	0,89	7,750	-60 0	5,95
Equações	$k_l = 10^{-0,0247} \cdot T_r^{-0,926} \cdot (1-T_r)^{0,181} \cdot p_r^{0,0217}$			$k_v = 10^{0,232} \cdot T_r^{1,39} \cdot (1-T_r)^{-0,0375} \cdot p_r^{0,0275}$		

	h_l (J/kg)			h_v (J/kg)		
	cte. $\cdot 10^{-3}$ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte. $\cdot 10^{-3}$ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	247,50	-10 140	2,38	419,00	-50 175	0,60
R12	191,59	-40 80	1,62	349,05	-60 80	0,77
R123	244,28	-10 130	0,75	409,00	-40 170	0,56
R134a	188,20	-30 95	3,27	389,30	-80 90	0,86
R113	264,37	-10 130	1,30	404,40	-30 210	0,99
R114	212,40	-10 110	2,67	348,00	-80 145	1,16
R22	179,98	-60 90	2,41	396,84	-90 70	1,94
R124	200,68	-60 100	1,46	362,00	-60 120	0,34
R142b	216,30	-50 125	0,77	412,74	-50 125	1,54
R502	173,99	-70 70	0,71	328,70	-50 70	1,19
R125	157,55	-70 60	2,54	310,46	-70 64	1,57
R152a	219,10	16 110	3,59	488,58	-80 110	4,41
R13	133,26	-100 12	0,98	263,73	-100 28	3,15
Equações	$h_l = 10^{0,1396} \cdot T_r^{1,085} \cdot (1 - T_r)^{-0,08407} \cdot p_r^{0,01219}$			$h_v = 10^{0,0647} \cdot T_r^{0,319} \cdot (1 - T_r)^{0,00491} \cdot p_r^{0,0102}$		

	h_w (J/kg)			σ (N/m)		
	cte. $\cdot 10^{-3}$ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte. $\cdot 10^3$ (N/m)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	164,60	-60 190	0,30	13,74	-60 195	0,64
R12	151,50	-90 95	0,50	12,01	-30 90	1,17
R123	158,26	-10 180	0,22	12,77	-40 150	0,19
R134a	202,00	-60 95	0,19	13,12	-90 90	0,87
R113	134,05	-30 165	0,14	11,78	-30 80	0,17
R114	123,69	-35 145	0,82	11,04	-75 130	0,23
R22	211,34	-100 90	0,08	13,93	-100 75	0,28
R124	153,32	-60 120	0,36	12,24	-60 120	0,94
R142b	198,47	-50 125	1,75	12,85	-12 98	0,91
R502	157,85	-70 70	0,47	11,99	-60 8	0,74
R125**	154,49	-66 48	0,75	10,80	24 58	5,74
R152a	301,35	-80 100	0,27	13,81	-10 90	1,24
R13	136,57	-100 20	0,80	10,69	-60 0	1,07
Equações	$h_w = 10^{0,233} \cdot T_r^{0,107} \cdot (1 - T_r)^{0,405} \cdot p_r^{-0,00412}$			$\sigma = 10^{0,671} \cdot T_r^{0,189} \cdot (1 - T_r)^{1,257} \cdot p^{-0,0141}$		

	C _p (J/(kg.K))			C _v (J/(kg.K))		
	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	905,00	-60 170	1,23	647,50	-80 125	3,18
R12	915,00	-90 80	0,43	611,50	-90 80	1,55
R123	1033,0	6 170	2,98	750,00	-40 100	3,19
R134a	1330,0	-70 80	0,85	891,80	-30 80	2,52
R113	982,00	0 175	2,00	749,00	40 145	8,57
R114	952,00	-40 110	1,04	704,00	-40 110	4,03
R22	1146,0	-90 65	0,79	740,60	-50 70	5,71
R124	1066,0	-60 100	0,84	762,00	-60 105	2,62
R142b	1283,0	0 76	0,56	828,60	-50 100	0,99
R502	1115,0	-70 40	1,65	639,00	-60 40	2,08
R125	1155,4	-44 50	1,14	706,30	-70 60	4,55
R152a	1717,8	-50 84	0,90	1205,6	-30 72	3,77
R13	811,90	-70 0	3,87	589,90	-70 0	1,18
Equações	$C_{p_i} = 10^{-0,0276} \cdot p_r^{-0,0411} \cdot (-\log p_r)^{-0,275}$			$C_{p_v} = 10^{-0,0153} \cdot p_r^{-0,0421} \cdot (-\log p_r)^{-0,451}$		

	μ _l (Pa.s)			μ _v (Pa.s)		
	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	300,3	-30 145	4,73	12,29	-20 148	1,02
R12	292,4	-30 68	3,97	12,02	-35 68	2,06
R123	320,6	-20 78	0,24	11,41	50 125	1,30
R134a	313,9	-60 68	1,53	10,80	-90 72	1,30
R113	423,2	0 175	2,99	11,28	0 175	2,29
R114	361,0	-40 115	4,07	11,35	0 100	0,43
R22	254,4	-20 40	1,80	11,13	-18 18	0,53
R124	315,0	-60 100	0,91	10,63	26 100	1,12
R142b	374,44	-16 120	7,85	9,567	26 100	1,29
R502	295,6	-70 8	2,96	11,00	-52 80	1,20
R125**	318,6	-58 50	1,56	-----	-----	-----
R152a	222,7	-30 70	3,25	9,253	10 90	0,49
R13	601,7	-70 0	1,18	10,42	-70 0	1,15
Equações	$\mu_l = 10^{-0,281} \cdot p_r^{-0,2011} \cdot (-\log p_r)^{0,382}$			$\mu_v = 10^{0,0872} \cdot p_r^{0,0619} \cdot (-\log p_r)^{-0,136}$		

	ρ_l (kg/m ³)			ρ_v (kg/m ³)		
	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	1411,0	-60 175	0,27	13,153	-40 150	3,34
R12	1422,0	-100 110	0,76	13,30	-90 80	2,79
R123	1402,0	-40 160	0,19	12,62	-10 125	1,21
R134a	1332,0	-100 90	1,23	11,05	-70 78	2,79
R113	1460,0	-30 180	0,20	13,15	-30 185	3,17
R114	1455,0	-10 125	0,87	13,71	-40 90	1,61
R22	1335,0	-10 75	0,30	12,20	-70 48	1,51
R124	1435,0	-60 105	1,06	12,50	-60 98	3,71
R142b	1135,0	-50 125	0,74	10,72	-50 105	1,13
R502	1418,0	-70 75	0,36	13,39	-70 24	1,14
R125	1479,7	-70 58	1,44	12,30	-70 38	4,91
R152a	966,30	-110 98	1,19	7,837	-60 90	3,78
R13	1490,7	-100 18	1,77	13,69	-100 2	3,76
Equações	$\rho_l = 10^{-0,281} \cdot p_r^{-0,2011} \cdot (-\log p_r)^{0,382}$			$\rho_v = 10^{1,07} \cdot p_r^{0,834} \cdot (-\log p_r)^{-0,351}$		

	k_l (W/(m.K))			k_v (W/(m.K))		
	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	83,50	-20 145	1,65	10,13	0 145	2,92
R12	79,00	-60 68	2,34	8,325	-60 68	2,07
R123	69,70	-20 100	1,97	11,70	20 92	0,48
R134a	95,00	-70 80	1,64	11,55	-28 85	3,20
R113	69,60	0 130	2,27	11,10	0 170	1,78
R114**	65,90	-40 105	0,53	-----	-----	-----
R22	103,0	-70 48	0,68	8,297	-50 48	1,88
R124	88,60	-60 92	0,88	8,94	-20 86	2,88
R142b**	83,85	-20 76	1,50	-----	-----	-----
R502	84,70	-60 20	0,59	8,134	-40 40	2,04
R125**	-----	-----	-----	-----	-----	-----
R152a**	113,6	-20 76	2,03	-----	-----	-----
R13	78,26	-70 0	0,70	7,489	-70 0	6,56
Equações	$k_l = 10^{-0,0543} \cdot p_r^{-0,0225} \cdot (-\log p_r)^{0,25}$			$k_v = 10^{0,19} \cdot p_r^{0,142} \cdot (-\log p_r)^{-0,107}$		

	h_i (J/kg)			h_v (J/kg)		
	cte. $\cdot 10^{-3}$ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte. $\cdot 10^{-3}$ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	245,11	-10 140	1,60	417,80	-60 185	0,88
R12	191,57	-70 75	0,93	350,00	-60 80	0,79
R123	249,05	-10 130	0,95	410,00	-40 160	0,56
R134a	192,33	-30 90	2,82	391,55	-70 85	0,90
R113	260,27	0 170	2,05	406,00	-30 210	1,11
R114	212,71	-10 110	2,47	348,00	-80 140	1,08
R22	179,42	-60 80	2,39	399,46	-90 70	2,10
R124	204,25	-60 94	1,00	362,50	-60 110	0,38
R142b	214,91	-50 115	1,06	420,50	-50 98	0,39
R502	172,49	-70 80	1,67	332,53	-70 80	1,25
R125	158,47	-70 56	2,57	314,03	-70 58	0,98
R152a	219,75	16 105	3,48	495,15	-30 90	1,52
R13	130,61	-100 12	1,49	267,91	-88 0	1,32
Equações	$h_i = 10^{0,129} \cdot p_r^{0,0909} \cdot (-\log p_r)^{-0,146}$			$h_v = 10^{0,0463} \cdot p_r^{0,0358} \cdot (-\log p_r)^{-0,0149}$		

	h_w (J/kg)			σ (N/m)		
	cte. $\cdot 10^{-3}$ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte. $\cdot 10^3$ (N/m)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	170,60	-60 195	0,78	14,50	-30 195	1,37
R12	158,00	-90 110	0,89	12,71	-30 90	0,37
R123	160,80	-40 180	0,11	12,50	-10 160	0,53
R134a	205,20	-60 100	1,21	12,50	-50 90	0,73
R113	137,50	-30 165	0,64	11,62	-30 80	2,03
R114	126,70	-35 145	1,13	11,49	-55 135	1,39
R22	217,50	-80 90	0,30	14,44	-80 75	1,88
R124	156,45	-60 120	0,87	12,07	-60 120	1,50
R142b	205,59	-50 125	1,43	13,00	-12 72	1,50
R502	161,90	-70 80	0,65	12,25	-60 8	0,57
R125**	157,03	-70 48	0,90	10,91	24 58	4,20
R152a	306,24	-80 100	0,37	13,59	-10 90	1,53
R13	140,96	-100 0	0,11	11,52	-100 8	0,43
Equações	$h_w = 10^{0,023} \cdot p_r^{0,048} \cdot (-\log p_r)^{0,4}$			$\sigma = 10^{0,0563} \cdot p_r^{0,138} \cdot (-\log p_r)^{1,26}$		

2.- Regressões referentes à $T_r=0,7$

	C_{p_l} (J/(kg.K))			C_{p_v} (J/(kg.K))		
	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	873,00	-60 185	0,95	597,00	-80 125	1,98
R12	881,00	-90 95	1,25	572,00	-90 80	1,51
R123	976,60	0 140	4,57	689,70	-40 100	2,82
R134a	1268,0	-50 90	2,05	811,30	-50 80	1,35
R113	980,00	0 140	0,48	702,80	40 145	2,41
R114	935,00	-40 95	0,67	651,40	-40 110	2,71
R22	1103,0	-70 70	0,61	684,70	-50 70	5,79
R124	1032,0	-60 115	2,09	725,00	-60 110	2,18
R142b	1230,0	0 76	1,79	767,00	-50 100	1,34
R502	1039,0	-70 40	2,89	600,00	-60 40	0,41
R125	1100,0	-46 62	2,10	643,00	-70 62	5,70
R152a	1659,4	-50 98	0,85	1113,8	-30 72	5,27
R13	806,00	-60 0	6,39	563,30	-60 0	2,06
Equações	$C_{p_l} = 10^{-0,347} \cdot T_r^{-1,76} \cdot (1-T_r)^{-0,442} \cdot P_r^{0,117}$			$C_{p_v} = 10^{-0,331} \cdot T_r^{-1,11} \cdot (1-T_r)^{-0,546} \cdot P_r^{0,0799}$		

	μ_l (Pa.s)			μ_v (Pa.s)		
	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	374,6	-30 145	7,50	11,40	-20 145	1,61
R12	364,9	-30 68	1,04	11,01	-35 68	2,16
R123	410,3	-20 78	1,29	10,34	50 125	1,44
R134a	393,0	-100 90	1,48	10,28	-90 90	4,37
R113	533,5	0 175	3,39	10,25	0 175	2,67
R114	452,6	-40 115	6,48	10,34	0 100	0,84
R22	322,75	-20 40	0,81	10,14	-18 18	0,75
R124	399,7	-60 110	2,40	9,567	26 100	1,29
R142b	445,8	-10 120	7,05	9,250	0 100	1,55
R502	390,8	-50 8	1,36	10,04	-52 75	0,89
R125**	389,0	-48 56	5,00	-----	-----	-----
R152a	279,0	-30 70	1,32	8,303	10 90	0,57
R13	563,3	-60 0	2,06	9,580	-70 0	1,07
Equações	$\mu_l = 10^{-0,265} \cdot T_r^{0,614} \cdot (1-T_r)^{0,285} \cdot P_r^{-0,3}$			$\mu_v = 10^{0,0755} \cdot T_r^{-0,013} \cdot (1-T_r)^{-0,13} \cdot P_r^{0,0877}$		

	ρ_l (kg/m ³)			ρ_v (kg/m ³)		
	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	1450,0	-60 190	0,51	6,408	-20 190	2,09
R12	1463,0	-100 100	0,45	6,372	-50 70	1,31
R123	1465,0	-40 180	0,88	6,087	-10 180	2,01
R134a	1384,2	-70 95	1,04	5,531	-60 95	2,33
R113	1507,3	-30 205	1,11	6,520	0 205	1,66
R114	1498,8	-35 140	1,88	6,496	-24 120	1,23
R22	1380,1	-100 90	0,73	5,864	-70 90	2,34
R124	1474,2	-60 115	1,26	6,226	-40 115	1,63
R142b	1194,6	-50 125	1,46	5,0925	-50 125	1,06
R502	1467,5	-70 75	0,58	6,339	-70 75	1,60
R125	1528,6	-70 62	0,89	6,169	-68 56	1,03
R152a	1010,9	-110 90	0,70	3,925	-30 90	2,72
R13	1521,4	-100 26	1,18	6,683	-100 24	1,79
Equações	$\rho_l = 10^{-0,00273} \cdot T_r^{-0,585} \cdot (1 - T_r)^{0,139} \cdot p_r^{0,0291}$			$\rho_v = 10^{1,3} \cdot T_r^{-1,43} \cdot (1 - T_r)^{-0,236} \cdot p_r^{1,05}$		

	k_l (W/(m.K))			k_v (W/(m.K))		
	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ³ (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	89,10	-20 145	2,25	8,938	0 145	3,85
R12	83,99	-60 68	2,90	7,243	-60 68	2,59
R123	74,73	-20 100	2,20	10,12	-20 92	0,18
R134a	103,4	-70 85	2,14	10,12	-30 85	4,52
R113	74,40	0 120	2,85	9,820	0 170	3,05
R114**	70,30	-40 115	1,91	-----	-----	-----
R22	111,5	-60 48	0,79	7,190	-50 48	1,62
R124	94,40	-60 98	1,60	7,824	-20 84	1,74
R142b**	90,63	-20 76	1,67	-----	-----	-----
R502	91,50	-60 20	0,81	7,080	-40 40	2,20
R125**	-----	-----	-----	-----	-----	-----
R152a**	122,9	-20 76	2,75	-----	-----	-----
R13	85,00	-70 0	1,88	6,460	-70 0	7,02
Equações	$k_l = 10^{-0,0153} \cdot T_r^{0,062} \cdot (1 - T_r)^{0,201} \cdot p_r^{-0,072}$			$k_v = 10^{0,24} \cdot T_r^{-0,098} \cdot (1 - T_r)^{-0,065} \cdot p_r^{0,178}$		

	h_l (J/kg)			h_v (J/kg)		
	cte . 10^{-3} (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10^{-3} (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	220,62	-10 185	2,40	465,58	-20 195	0,23
R12	172,99	-40 95	1,30	338,90	-60 95	0,53
R123	222,95	-10 130	1,94	399,06	-40 180	0,96
R134a	172,44	-30 100	3,76	382,90	-90 90	0,67
R113	238,72	0 125	1,87	388,99	-30 120	1,37
R114	193,22	-12 115	0,92	335,27	-80 110	1,12
R22	164,19	-60 95	2,40	386,68	-90 70	1,79
R124	187,41	-60 120	2,42	351,61	-60 120	0,66
R142b	190,29	-50 125	1,75	405,37	-50 125	0,48
R502	156,17	-70 80	1,37	325,46	-70 70	0,69
R125	145,25	-70 64	3,26	307,82	-70 64	0,52
R152a	178,51	-30 70	7,75	483,91	-30 90	0,76
R13	119,76	-100 28	1,70	262,10	-88 0	1,18
Equações	$h_l = 10^{0,226} \cdot T_r^{0,686} \cdot (1 - T_r)^{-0,0365} \cdot p_r^{0,0683}$			$h_v = 10^{0,0892} \cdot T_r^{0,347} \cdot (1 - T_r)^{0,0192} \cdot p_r^{0,00923}$		

	h_w (J/kg)			σ (N/m)		
	cte . 10^{-3} (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10^3 (N/m)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	178,12	-40 195	0,71	16,80	-50 195	2,71
R12	165,91	-70 105	0,65	14,72	-90 110	3,41
R123	170,44	-10 180	0,98	15,08	-40 180	2,64
R134a	216,83	-60 95	0,46	15,54	-70 95	2,00
R113	143,85	-30 165	0,77	14,05	-30 80	2,53
R114	131,76	-35 145	1,33	13,37	-75 135	3,83
R22	227,99	-90 90	0,62	17,07	-80 85	1,24
R124	164,20	-60 120	0,56	14,71	-40 115	0,94
R142b	215,08	-50 125	1,73	15,85	-12 125	0,95
R502	172,48	-70 75	0,99	14,78	-60 8	1,50
R125**	166,86	-66 48	0,65	12,96	24 58	5,00
R152a	324,70	-60 105	0,63	16,44	-10 90	0,47
R13	146,81	-100 20	0,95	13,11	-60 0	2,41
Equações	$h_w = 10^{0,209} \cdot T_r^{0,447} \cdot (1 - T_r)^{0,408} \cdot p_r^{-0,0378}$			$\sigma = 10^{0,647} \cdot T_r^{1,41} \cdot (1 - T_r)^{0,29} \cdot p_r^{-0,125}$		

	C _{p1} (J/(kg.K))			C _{pν} (J/(kg.K))		
	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte J/(kg.K)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	879,50	-20 120	1,31	587,00	-80 180	4,85
R12	884,00	-70 95	1,27	572,00	-90 85	1,68
R123	967,12	0 170	5,22	692,60	-40 100	3,77
R134a	1268,0	-70 85	1,48	828,10	-50 80	1,96
R113	964,80	0 140	1,55	725,00	-40 145	2,52
R114	914,60	-40 95	1,78	653,30	-40 110	4,18
R22	1097,0	-80 70	1,09	690,00	-50 70	5,04
R124	1032,0	-50 110	1,95	725,00	-60 110	2,67
R142b	1248,0	0 76	0,63	767,00	-50 100	1,59
R502	1071,0	-70 40	2,24	600,00	-60 40	2,22
R125	1101,2	-46 56	1,91	657,20	-70 62	4,90
R152a	1633,0	-50 92	1,45	1127,7	-30 72	3,64
R13	778,90	-70 0	6,43	550,60	-60 0	0,79
Equações	$C_{p1} = 10^{-0,0484} \cdot p_r^{-0,0713} \cdot (-\log p_r)^{-0,351}$			$C_{p\nu} = 10^{0,00913} \cdot p_r^{-0,0462} \cdot (-\log p_r)^{-0,462}$		

	μ ₁ (Pa.s)			μ _ν (Pa.s)		
	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte . 10 ⁶ (Pa.s)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	376,9	-30 145	6,60	11,37	-20 145	1,60
R12	366,1	-30 68	1,59	10,95	-35 68	1,92
R123	412,2	-20 78	0,49	10,36	50 125	1,58
R134a	406,4	-50 95	3,38	10,29	-90 90	3,84
R113	533,3	0 175	3,23	10,24	0 175	2,85
R114	452,8	-40 115	6,09	10,35	0 100	0,97
R22	322,2	-20 40	1,19	10,14	-18 18	0,81
R124	399,7	-60 70	2,03	9,567	26 100	1,46
R142b	470,9	-10 120	4,62	9,250	0 100	1,39
R502	390,8	-70 8	2,85	9,840	-52 80	1,45
R125	387,8	-40 56	4,82	-----	-----	-----
R152a	279,0	-30 70	1,46	8,365	10 90	0,71
R13	550,6	-60 0	0,79	9,500	-70 0	0,76
Equações	$\mu_1 = 10^{-0,43} \cdot p_r^{-0,24} \cdot (-\log p_r)^{0,257}$			$\mu_\nu = 10^{0,136} \cdot p_r^{0,0706} \cdot (-\log p_r)^{-0,136}$		

Equações			$k_f = 10^{-0,112} \cdot d_p^{-0,0427} \cdot (-\log d_p)^{0,205}$			$k_v = 10^{0,274} \cdot d_p^{0,161} \cdot (-\log d_p)^{-0,0631}$		
R13	85,80	-70	1,68	6,62	0	6,84	0	6,84
R152a**	122,6	-20	2,62	-----	-----	-----	-----	-----
R125**	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
R502	91,26	-60	0,48	7,110	-40	2,17	40	2,17
R142b**	90,88	-20	1,48	-----	-----	-----	-----	-----
R124	94,40	-60	1,25	7,820	-20	1,80	84	1,80
R22	111,9	-60	0,64	7,193	-50	1,55	48	1,55
R14**	70,70	-40	1,41	-----	-----	-----	-----	-----
R13	74,60	0	2,70	9,790	0	2,85	170	2,85
R134a	102,6	-70	1,99	10,18	-30	4,50	85	4,50
R123	74,44	-20	2,17	10,12	20	0,23	92	0,23
R12	84,90	-60	2,56	7,227	-60	2,51	68	2,51
R11	90,10	-20	2,06	8,930	0	3,86	145	3,86
	cte. 10^3 (W/(m.K))	Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte. 10^3 (W/(m.K))	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)		
	k_f (W/(m.K))			k_v (W/(m.K))				

Equações			$p_f = 10^{-0,0453} \cdot d_p^{-0,00615} \cdot (-\log d_p)^{0,159}$			$p_v = 10^{1,47} \cdot d_p^{0,902} \cdot (-\log d_p)^{-0,191}$		
R13	1521,4	-100	0,80	6,757	-92	1,53	24	1,53
R152a	991,14	-110	1,32	3,909	-90	1,75	90	1,75
R125	1514,1	-70	0,89	6,104	-50	0,81	60	0,81
R502	1481,5	-70	0,74	6,218	-70	1,97	75	1,97
R142b	1194,6	-50	1,22	5,091	-50	2,30	125	2,30
R124	1474,2	-60	0,07	6,644	-40	3,22	100	3,22
R22	1384,0	-100	1,04	5,877	-100	1,64	90	1,64
R14	1498,8	-35	1,83	6,558	-75	1,75	140	1,75
R13	1507,3	-30	0,91	6,492	-30	1,51	210	1,51
R134a	1374,3	-100	0,85	5,544	-90	2,62	95	2,62
R123	1456,0	-40	0,90	6,060	-10	1,46	160	1,46
R12	1476,9	-100	0,88	6,399	-30	1,37	110	1,37
R11	1461,0	-60	1,17	6,485	-60	1,92	190	1,92
	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte (kg/m ³)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)		
	p_f (kg/m ³)			p_v (kg/m ³)				

	h_i (J/kg)			h_v (J/kg)		
	cte. $\cdot 10^{-3}$ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte. $\cdot 10^{-3}$ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	220,62	-10 185	2,16	405,03	-20 185	0,55
R12	170,86	-40 100	0,65	338,90	-70 100	0,55
R123	225,45	-10 130	2,57	400,27	-40 180	1,13
R134a	174,59	-30 100	3,89	382,90	-70 90	0,35
R113	240,07	0 150	1,98	388,16	-30 120	1,38
R114	193,97	-12 110	0,73	335,27	-80 110	1,31
R22	163,90	-100 95	2,76	387,72	-90 75	1,88
R124	187,41	-60 115	1,72	351,61	-60 120	0,89
R142b	190,29	-50 125	2,14	405,37	-50 125	0,44
R502	152,98	-70 80	1,91	325,46	-70 75	0,68
R125	146,31	-70 64	3,36	307,82	-70 64	0,64
R152a	180,13	-30 70	7,86	489,56	-60 90	0,51
R13	118,72	-100 26	2,65	261,44	-90 0	0,73
Equações	$h_i = 10^{0,216} \cdot p_r^{0,124} \cdot (-\log p_r)^{-0,0588}$			$h_v = 10^{0,0656} \cdot p_r^{0,0408} \cdot (-\log p_r)^{0,00712}$		

	h_v (J/kg)			σ (N/m)		
	cte. $\cdot 10^{-3}$ (J/kg)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)	cte. $\cdot 10^3$ (N/m)	* Faixa de Temperaturas (°C)	Desvio médio (%)
R11	180,67	-60 180	0,86	17,57	-40 180	1,21
R12	165,91	-90 110	0,99	15,54	-70 80	0,40
R123	170,44	-40 170	0,28	15,15	-30 160	0,67
R134a	213,21	-60 95	0,84	15,54	-80 76	1,59
R113	143,85	-30 165	0,60	14,46	-30 80	1,75
R114	131,76	-35 140	1,09	13,37	-55 145	3,55
R22	232,42	-100 95	1,07	17,40	-90 95	1,42
R124	164,20	-60 120	0,28	14,55	-60 110	1,35
R142b	215,08	-50 125	2,08	15,85	-12 82	0,96
R502	172,48	-70 75	0,57	14,78	-60 8	2,36
R125**	166,04	-66 48	0,97	12,93	24 58	5,47
R152a	324,73	-80 90	0,30	16,38	-10 90	1,34
R13	149,67	-100 20	0,30	14,06	-100 0	0,82
Equações	$h_v = 10^{-0,011} \cdot p_r^{0,0399} \cdot (-\log p_r)^{0,386}$			$\sigma = 10^{-0,0444} \cdot p_r^{0,123} \cdot (-\log p_r)^{2,23}$		

Apêndice II

Apresentação dos dados experimentais utilizados no desenvolvimento do modelo.

Tabela II.1- Dados Experimentais obtidos para o R-11 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
8.695,30	30,7	42,6	11,9	730,7
13.118,1	30,7	44,7	14,0	937,0
17.574,5	30,7	45,6	14,9	1.179,5
22.057,8	30,7	45,6	15,5	1.423,0
26.518,7	30,7	46,2	10,5	2.525,5
31.145,4	30,7	41,2	11,2	2.780,8
35.606,3	30,7	41,9	11,9	2.992,1
40.069,4	30,7	42,6	12,2	3.284,3
44.543,8	30,7	42,9	12,5	3.563,5
49.020,3	30,7	43,2	12,7	3.859,8
53.503,6	30,7	43,4	13,0	4.115,6
57.966,8	30,7	43,7	13,6	4.262,2
62.432,1	30,7	44,3	13,8	4.524,0
64.669,3	30,7	44,5	13,4	4.826,0
60.199,5	30,7	44,1	13,2	4.560,5
55.720,6	30,7	43,9	13,0	4.286,2
51.246,3	30,7	43,7	12,6	4.067,1
46.774,2	30,7	43,3	12,1	3.865,6
42.308,0	30,7	42,8	11,5	3.678,9
37.841,2	30,7	42,2	11,3	3.348,7
33.362,4	30,7	42,0	10,6	3.147,4
28.903,0	30,7	41,3	10,2	2.833,6

Tabela II.1 (continuação)-Dados Experimentais obtidos para o R-11 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
24.429,5	30,7	40,9	9,40	2.598,8
19.966,3	30,7	40,1	8,60	2.321,6
15.467,3	30,7	39,3	7,80	1.982,9
11.044,6	30,7	38,5	7,50	1.472,6
8.811,9	30,7	38,2	6,90	1.277,0
6.585,9	30,7	37,6	6,70	982,9
6.059,1	30,7	40,7	10,0	605,9
8.677,4	30,7	43,2	12,5	694,1
17.527,4	30,7	47,2	16,5	1.062,2
21.988,3	30,7	48,0	17,3	1.271,0
26.411,1	30,7	49,9	19,2	1375,5
30.919,0	30,7	49,1	18,4	1.680,3
37.621,6	30,7	49,7	19,0	1.980,0
44.272,5	30,7	52,0	21,3	2.078,5
64.409,3	30,7	53,1	22,4	2.875,4
62.147,5	30,7	53,7	23,0	2.702,0
64.431,7	30,7	52,4	21,7	2.969,2
60.017,9	30,7	50,2	19,5	3.077,8
51.109,6	30,7	48,4	17,7	2.887,5
42.174,4	30,7	47,4	16,7	2.525,4
35.494,2	30,7	45,9	15,2	2.335,1
24.348,8	30,7	43,8	13,1	1.858,6
19.885,6	30,7	43,1	12,4	1.603,6
15.427,0	30,7	42,3	11,6	1.329,9
6.541,1	30,7	39,4	8,7	751,8
6.854,4	35,8	49,5	13,7	500,0
8.742,4	36,1	46,2	10,1	865,5
13.160,7	36,1	48,4	12,3	1.069,9
17.679,8	36,1	47,1	11,0	1.607,2
22.163,1	36,1	47,1	11,0	2.014,8
26.680,1	35,8	45,6	9,8	2.722,4
31.145,4	36,1	46,4	10,3	3.023,8
35.617,5	36,1	46,8	10,7	3.328,7

Tabela II.1 (continuação)-Dados Experimentais obtidos para o R-11 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
40.080,6	35,8	47,3	11,5	3.485,2
44.550,5	35,8	47,8	12,0	3.712,5
49.020,3	35,8	48,2	12,4	3.953,2
53.494,7	36,1	48,6	12,5	4.279,5
57.964,5	36,1	49,1	13,0	4.458,8
62.445,6	36,1	49,1	13,0	4.803,5
64.687,2	36,1	49,1	13,0	4.975,9
60.212,9	36,1	48,9	12,8	4.704,1
55.736,3	36,1	48,6	12,5	4.458,9
51.264,2	36,1	48,3	12,2	4.201,9
46.785,4	36,1	48,1	12,0	3.898,7
42.311,1	36,1	47,9	11,8	3.585,6
37.836,8	35,8	47,4	11,6	3.261,7
33.375,9	35,8	46,6	10,8	3.090,3
28.910,5	35,8	46,0	10,2	2.834,3
24.445,1	35,8	45,4	9,6	2.546,3
19.993,2	35,8	44,2	8,4	2.380,1
15.536,8	35,8	43,3	7,5	2.071,5
11.073,7	35,8	42,5	6,7	1.652,7
6.612,8	35,8	41,6	5,8	1.140,1
5.124,4	39,7	51,0	11,3	453,4
6.009,8	39,7	51,3	11,6	518,0
6.906,5	39,7	51,3	11,6	595,3
8.688,6	39,7	51,6	11,9	730,1
13.142,7	40,0	52,9	12,9	1.018,8
17.599,1	40,0	53,8	13,8	1.275,2
22.057,8	40,0	54,6	14,6	1.510,8
26.579,2	39,7	53,0	13,3	1.998,4
31.145,4	40,0	50,3	10,3	3.023,8
35.622,0	39,7	50,2	10,5	3.392,5
40.094,1	40,0	50,9	10,9	3.678,3
44.566,2	40,0	51,2	11,2	3.979,1
49.049,5	40,0	51,2	11,2	4.379,4

Tabela II.1 (continuação)-Dados Experimentais obtidos para o R-11 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
53.503,6	39,7	51,9	12,2	4.385,5
57.986,9	40,0	52,1	12,1	4.792,3
62.450,1	40,0	52,7	12,7	4.917,3
64.698,4	40,0	52,5	12,5	5.175,8
60.215,1	40,0	52,6	12,6	4.778,9
55.747,5	40,0	52,1	12,1	4.607,2
51.275,4	40,0	51,7	11,7	4.382,5
46.792,1	40,0	51,8	11,8	3.965,4
42.313,3	40,0	51,6	11,6	3.647,6
37.845,7	40,0	51,0	11,0	3.440,5
33.387,1	40,0	50,2	10,2	3.273,2
28.928,4	40,0	49,4	9,4	3.077,4
24.447,4	40,0	49,3	9,3	2.628,7
19.984,3	40,0	48,6	8,6	2.323,7
15.521,1	40,0	47,9	7,9	1.964,6
11.060,3	40,0	47,1	7,1	1.557,7
6.606,1	40,0	46,0	6,0	1.101,0

Tabela II.2- Dados Experimentais obtidos para o R-113 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
5.951,5	47,4	60,7	13,3	447,4
6.812,3	47,5	62,0	14,5	469,8
8.567,5	47,3	63,0	15,7	545,7
10.806,9	47,5	63,2	15,7	688,3
13.039,6	47,5	63,5	16,0	814,9
17.491,5	47,5	64,5	17,0	1.028,9
21.959,2	47,6	65,1	17,5	1.254,8
31.044,6	47,5	61,0	13,5	2.299,6
39.977,5	47,5	62,0	14,5	2.757,0
48.926,2	47,7	62,7	15,0	3.261,7
57.877,1	47,6	63,0	15,4	3.758,2
66.807,8	47,5	63,9	16,4	4.073,6

Tabela II.2(continuação)- Dados Experimentais obtidos para o R-113 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
75.767,7	47,5	64,3	16,8	4.509,9
84.705,2	47,5	65,1	17,6	4.812,8
93.642,6	47,5	65,8	18,3	5.117,0
102.593,5	47,6	66,4	18,8	5.457,1
111.533,2	47,4	66,9	19,5	5.719,6
107.058,9	47,4	66,7	19,3	5.547,0
98.112,5	47,7	66,4	18,7	5.246,6
89.161,6	47,5	65,8	18,3	4.872,2
80.215,1	47,5	65,2	17,7	4.531,9
71.277,7	47,6	64,6	17,0	4.192,8
62.333,5	47,7	64,0	16,3	3.824,1
53.393,8	47,7	63,2	15,5	3.444,7
44.451,9	47,5	62,2	14,7	3.023,9
35.518,9	47,3	61,1	13,8	2.573,8
26.592,6	47,4	59,8	12,4	2.144,5
24.375,7	47,5	59,2	11,7	2.083,3
19.912,5	47,5	58,5	11,0	1.810,2
15.466,6	47,5	57,2	9,7	1.594,4
10.138,9	47,5	55,3	7,8	1.299,8
6.585,9	47,5	54,0	6,5	1.013,2
6.480,6	59,5	69,3	9,8	661,2
10.878,7	59,7	72,4	12,7	856,5
13.113,6	59,5	72,4	12,9	1.016,5
17.558,8	59,5	73,6	14,1	1.245,3
22.176,6	59,5	69,1	9,6	2.310,0
31.091,6	59,7	70,9	11,2	2.776,0
40.024,6	60,0	72,2	12,2	3.280,7
48.971,0	59,7	72,5	12,8	3.825,8
57.924,2	60,0	73,1	13,1	4.421,6
66.870,6	59,7	73,4	13,7	4.881,0
75.805,8	59,5	74,2	14,7	5.156,8
84.754,5	59,7	74,9	15,2	5.575,9
93.700,9	59,7	75,4	15,7	5.968,2

Tabela II.2(continuação)- Dados Experimentais obtidos para o R-113 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
102.642,9	59,5	75,9	16,4	6.258,7
111.580,3	59,7	76,9	17,2	6.487,2
107.110,5	59,5	76,3	16,8	6.375,6
98.168,5	59,5	75,7	16,2	6.059,7
89.208,6	59,7	75,8	16,1	5.540,9
80.273,4	59,7	74,9	15,2	5.281,1
71.340,5	60,0	74,1	14,1	5.059,6
62.400,8	59,7	73,0	13,3	4.691,7
53.463,3	59,7	72,2	12,5	4.277,0
44.521,40	60,0	71,7	11,70	3.805,2
35.588,4	60,0	70,6	10,6	3.357,4
26.666,6	60,0	69,2	9,2	2.898,5
24.445,1	60,0	68,5	8,5	2.875,8
19.982,0	59,7	67,6	7,9	2.529,3
15.530,1	59,7	66,5	6,8	2.283,8
10.181,5	59,5	65,1	5,6	1.818,1
6.624,0	59,5	64,0	4,5	1.472,0
5.736,3	59,5	63,6	4,1	1.399,1
5.214,0	70,3	76,5	6,2	840,9
6.088,3	70,0	76,8	6,8	895,3
6.973,7	70,0	77,5	7,5	929,8
8.731,2	70,0	78,7	8,7	1.003,5
10.961,6	70,3	79,3	9,0	1.217,9
13.196,5	70,3	79,5	9,2	1.434,4
17.650,7	70,3	80,5	10,2	1.730,4
22.196,8	70,3	78,3	8,0	2.774,6
31.156,6	70,3	79,2	8,9	3.500,7
40.067,2	70,5	80,4	9,9	4.047,1
49.020,3	70,3	80,6	10,3	4.759,2
57.957,8	70,3	81,5	11,2	5.174,8
66.899,7	70,5	82,4	11,9	5.621,8
75.861,9	70,5	82,4	11,9	6.374,9
84.783,6	70,0	83,4	13,4	6.327,1

Tabela II.2(continuação)- Dados Experimentais obtidos para o R-113 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
93.743,5	70,0	83,5	13,5	6.943,9
102.681,0	70,0	84,3	14,3	7.180,4
111.640,8	70,3	84,7	14,4	7.752,8
107.166,5	70,3	84,4	14,1	7.600,4
98.208,9	70,0	84,0	14,0	7.014,9
89.264,7	70,0	83,4	13,4	6.661,5
80.320,5	70,0	82,7	12,7	6.324,4
71.371,8	70,0	82,3	12,3	5.802,5
62.429,9	70,0	81,6	11,6	5.381,8
53.492,4	70,0	80,7	10,7	4.999,2
44.555,0	70,0	79,8	9,8	4.546,4
35.628,7	70,0	78,5	8,5	4.191,6
26.707,0	70,0	77,0	7,0	3.815,2
24.474,3	70,0	76,8	6,8	3.599,1
20.024,6	70,0	75,6	5,6	3.575,8
15.552,5	70,0	75,2	5,2	2.990,8
10.208,4	70,0	73,9	3,9	2.617,5
6.637,5	70,0	73,2	3,2	2.074,2
5.758,7	70,0	72,6	2,6	2.214,8

Tabela II.3- Dados Experimentais obtidos para o R-114 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
7.173,2	5,8	16,7	10,9	658,0
8.966,5	6,1	18,6	12,5	717,3
11.208,2	6,2	19,2	13,0	862,1
13.449,8	5,9	18,7	12,8	1.050,7
17.933,1	5,8	19,5	13,7	1.308,9
22.416,4	6,1	20,3	14,2	1.578,6
31.383,0	5,9	16,2	10,3	3.046,8
40.349,6	6,2	16,4	10,2	3.955,8
49.316,2	5,8	17,4	11,6	4.251,4
58.282,8	6,0	17,9	11,9	4.897,7

Tabela II.3 (continuação)- Dados Experimentais obtidos para o R-114 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
67.249,4	5,8	18,5	12,7	5.295,2
76.216,0	5,9	19,3	13,4	5.687,7
85.182,6	6,0	20,0	14,0	6.084,4
94.149,2	6,0	20,4	14,4	6.538,1
103.115,8	6,1	21,2	15,1	6.828,8
112.082,4	6,2	22,0	15,8	7.093,8
107.599,1	6,2	21,6	15,4	6.986,9
98.632,5	6,2	21,0	14,8	6.664,3
89.665,9	6,0	20,3	14,3	6.270,3
80.699,3	5,9	19,5	13,6	5.933,7
71.732,7	5,9	18,8	12,9	5.560,6
62.766,1	5,9	18,0	12,1	5.187,2
53.799,5	6,0	17,4	11,4	4.719,2
44.832,9	6,0	16,7	10,7	4.189,9
35.866,3	5,8	15,7	9,9	3.622,8
26.899,7	5,8	14,5	8,7	3.091,9
24.658,1	5,9	14,3	8,4	2.935,4
20.174,8	6,0	13,5	7,5	2.689,9
15.691,5	5,8	12,2	6,4	2.451,8
10.311,5	5,9	11,4	5,5	1.874,8
6.724,9	6,0	10,3	4,3	1.563,9
5.828,2	6,1	9,8	3,7	1.575,1
6.276,6	14,1	18,7	4,6	1.364,4
7.173,2	14,1	19,1	5,0	1.434,6
8.966,5	14,1	19,9	5,8	1.545,9
11.208,2	14,3	20,6	6,3	1.779,0
13.449,8	14,3	21,3	7,0	1.921,4
17.933,1	14,1	21,8	7,7	2.328,9
22.416,4	14,1	22,5	8,4	2.668,6
31.383,0	14,3	23,9	9,6	3.269,0
40.349,6	13,8	24,3	10,5	3.842,8
49.316,2	14,1	25,4	11,3	4.364,2
58.282,8	13,8	25,9	12,1	4.816,7

Tabela II.3 (continuação)- Dados Experimentais obtidos para o R-114 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
67.249,4	14,3	26,8	12,5	5.379,9
76.216,0	14,3	27,2	12,9	5.908,2
85.182,6	14,1	27,2	13,1	6.502,4
94.149,2	14,1	27,6	13,5	6.974,0
103.115,8	14,1	28,0	13,9	7.418,4
112.082,4	13,8	28,4	14,6	7.676,8
107.599,1	13,8	28,1	14,3	7.524,4
98.632,5	13,8	27,5	13,7	7.199,4
89.665,9	13,8	26,9	13,1	6.844,7
80.699,3	13,8	26,5	12,7	6.354,2
71.732,7	13,8	26,4	12,6	5.693,0
62.766,1	13,8	26,0	12,2	5.144,7
53.799,5	14,3	25,8	11,5	4.678,2
44.832,9	13,8	24,9	11,1	4.039,0
35.866,3	14,1	24,0	9,9	3.622,8
26.899,7	14,1	22,5	8,4	3.202,3
24.658,1	14,3	22,3	8,0	3.082,2
20.174,8	13,8	21,5	7,7	2.620,1
15.691,5	14,1	20,8	6,7	2.342,0
10.311,5	14,1	19,6	5,5	1.874,8
6.724,9	14,3	18,7	4,4	1.528,3
11.208,2	23,8	31,6	7,8	1.436,9
13.449,8	23,8	30,0	6,2	2.169,3
17.933,1	23,8	30,9	7,1	2.525,7
22.416,4	23,8	31,7	7,9	2.837,5
31.383,0	23,8	32,6	8,8	3.566,2
40.349,6	23,8	33,2	9,4	4.292,5
49.316,2	23,8	33,9	10,1	4.882,7
58.282,8	23,8	34,1	10,3	5.658,5
67.249,4	23,8	35,5	11,7	5.747,8
76.216,0	24,1	35,8	11,7	6.514,1
85.182,6	24,1	36,3	12,2	6.982,1
94.149,2	24,1	36,6	12,5	7.531,9

Tabela II.3 (continuação)- Dados Experimentais obtidos para o R-114 por SILVA (1989).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
103.115,8	24,1	36,8	12,7	8.119,3
112.082,4	23,8	37,5	13,7	8.181,2
107.599,1	24,1	36,8	12,7	8.472,3
98.632,5	24,1	36,4	12,3	8.018,9
89.665,9	24,1	36,0	11,9	7.534,9
80.699,3	24,1	35,6	11,5	7.017,3
71.732,7	24,1	35,2	11,1	6.462,4
62.766,1	24,1	34,8	10,7	5.865,9
53.799,5	24,1	34,0	9,9	5.434,2
44.832,9	24,1	32,7	8,6	5.213,1
35.866,3	24,1	32,3	8,2	4.373,9
26.899,7	23,8	31,2	7,4	3.635,0
24.658,1	23,8	30,7	6,9	3.573,6
20.174,8	23,8	30,1	6,3	3.202,3
15.691,5	23,8	29,6	5,8	2.705,4
10.311,5	23,8	28,6	4,8	2.148,2
6.724,9	23,8	28,2	4,4	1.528,3

Tabela II.4- Dados Experimentais obtidos para o R-113 por JACKMAN (1985).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
121.700,0	45,3	63,8	18,5	6.596,0
121.800,0	46,5	63,8	17,3	7.065,0
122.100,0	46,8	64,3	17,5	6.963,0
120.200,0	46,9	64,1	17,2	7.006,0
120.300,0	47,0	63,7	16,7	7.225,0
120.200,0	47,0	64,2	17,2	7.008,0
120.400,0	47,0	64,2	17,3	6.976,0
120.600,0	47,1	64,5	17,4	6.946,0
120.500,0	47,0	64,5	17,5	6.900,0
120.600,0	47,1	64,6	17,5	6.910,0
76.350,0	47,0	64,2	17,2	4.438,0

Tabela II.4 (continuação)- Dados Experimentais obtidos para o R-113 por JACKMAN (1985).

\dot{q}/A (W/m ²)	T_{sat} (°C)	T_w (°C)	$(T_w - T_{sat})$ (°C)	h (W/m ² .°C)
52.310,0	47,1	63,5	16,4	3.192,0
27.530,0	47,0	60,8	13,8	1.997,0
20.050,0	47,0	58,7	11,7	1.707,0
11.470,0	47,0	57,2	10,2	1.123,0
7.845,0	46,7	56,4	9,7	805,6
101.400,0	47,0	64,2	17,2	5.893,0
106.400,0	46,5	63,7	17,6	6.059,0
85.970,0	46,5	64,1	17,6	4.877,0
69.800,0	46,6	64,2	17,2	4.069,0
113.900,0	46,6	63,8	17,8	6.398,0
78.350,0	46,6	64,4	17,6	4.455,0
62.540,0	46,6	64,2	17,2	3.634,0
49.510,0	46,6	63,8	16,3	3.035,0
37.990,0	46,6	62,9	15,1	2.516,0
26.400,0	46,6	62,0	13,9	1.901,0
16.880,0	46,6	60,7	12,8	1.322,0
10.390,0	46,5	59,3	11,1	934,1
6.209,0	46,5	57,6	9,2	678,5
11.270,0	46,4	55,6	9	1.250,0
61.420,0	46,5	62,9	16,4	3.741,0
86.140,0	46,5	64,3	17,8	4.832,0