Campus de São Carlos

EBULIÇÃO CONVECTIVA DE REFRIGERANTES
HALOGENADOS ESCOANDO NO INTERIOR DE
TUBOS HORIZONTAIS DE COBRE

CARLOS UMBERTO DA SILVA LIMA

Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**ESCOLA DE ENGENHARIA
DE SÃO CARLOS**

Ebulição Convectiva de Refrigerantes Halogenados Escoando no Interior de Tubos Horizontais de Cobre

Carlos Umberto da Silva Lima

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos,
Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos
para obtenção do título de Doutor em Engenharia
Mecânica

ORIENTADOR: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

São Carlos
2000

Class.	TESE-EE4
Curr.	2994
Tombo	0080/00

1084 073

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

L732e Lima, Carlos Umberto da Silva
Ebulição convectiva de refrigerantes halogenados
escoando no interior de tubos horizontais de cobre /
Carlos Umberto da Silva Lima. -- São Carlos, 2000.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia de São
Carlos-Universidade de São Paulo, 2000.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo.

1. Ebulição convectiva. 2. Refrigerantes.
3. Transferência de calor. 4. Coeficiente. I. Título.

Para Carmen

AGRADECIMENTOS

Ao Professor José Maria Saiz Jabardo pela excelente orientação, por sua constante preocupação, pelos seus valiosos conselhos e por sua amizade.

À Universidade Federal do Pará e aos meus colegas de departamento que permitiram o meu afastamento para realização do programa.

À CAPES, pela bolsa de estudos concedida.

Aos técnicos José Roberto Bogni e Roberto Carlos Pratavieira, pelo auxílio dispensado na montagem da bancada experimental e pela amizade.

Às empresas: *Apema* e *Mipal* pela ajuda na montagem da bancada experimental, *DuPont*, pela doação dos refrigerantes usados nos ensaios e *Semco-bac*, pela doação da torre de resfriamento usada na bancada experimental.

À minha avó Maria (*In memoriam*); meus pais João e Julieta, irmãos Eduardo, Paulo, Jorge, Eunice e em especial ao Mauro, que sempre me apoiou nas horas mais difíceis; e filhos Camila e João.

À todos os colegas do Laboratório de Refrigeração de EESC-USP: Artur Augusto Moraes Jarhmann, Elton Ferreira Higino de Cuba, Evandro Fockink da Silva, Gheerhardt Ribatski, João Zoghbi Filho, Marcelo Rogério Ianella, Richard Garcia Alves de Mello, Samuel Freire de Barros, Sidnei José de Oliveira e Williams Gonzales Mamani, pelo apoio, amizade e pelos momentos de descontração.

Em especial ao colega Enio Pedone Bandarra Filho, pela imprescindível ajuda na coleta dos dados experimentais e pela valiosa ajuda na revisão do texto final do trabalho apresentado.

Aos demais professores e funcionários da EESC-USP, pela colaboração.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	iv
RESUMO.....	vii
ABSTRACT.....	viii
 1. INTRODUÇÃO.....	 1
1.1 Considerações Iniciais.....	1
1.2 Objetivos da Pesquisa.....	3
1.3 Organização do Trabalho.....	3
 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	 5
2.1 Considerações Iniciais.....	5
2.2 Fundamentos.....	6
2.2.1 Equilíbrio Líquido-vapor.....	6
2.2.2 Nucleação Homogênea.....	10
2.2.3 Nucleação Heterogênea.....	12
2.2.4 Ebulição Nucleada.....	15
2.2.5 Ebulição Convectiva.....	17
2.2.6 Mapas de Padrões de Escoamento.....	20
2.3 Escoamento Bifásico.....	21
2.3.1 Modelo de LOCKHART-MARTINELLI.....	22
2.3.2 Modelo de WALLIS.....	24
2.3.3 Transferência de Calor.....	27
2.3.3.1 Introdução.....	27
2.3.3.2 Correlações Estritamente Convectivas.....	30
2.3.3.2.1 Correlação de DENGLER&ADDOMS.....	31
2.3.3.2.2 Correlação de GUERRIERY&TALTY.....	31
2.3.3.2.3 Correlação de CHADDOCK&NOERAGER.....	32
2.3.3.2.4 Correlação de CHADDOCK &BUZARD.....	33
2.3.3.2.5 Correlação de PANEK.....	33
2.3.3.2.6 Correlação de BANDARRA Fo.....	34
2.3.3.2.7 Análise Comparativa das Cor. Est. Convectivas.....	35
2.3.3.3 Correlações baseadas na Superposição de Efeitos.....	37
2.3.3.3.1 Correlação de CHEN.....	37
2.3.3.3.2 Correlação de GUNGOR&WINTERTON.....	41
2.3.3.3.3 Correlação de LIU&WINTERTON.....	43
2.3.3.3.4 Correlação de JUNG&RADERMACHER.....	44
2.3.3.3.5 Correlação de STEINER&TABOREK.....	47
2.3.3.3.6 Correlação de WATTELET.....	49
2.3.3.3.7 Análise Comparativa das Cor. de Sup. de Efeitos.....	51
2.3.3.4 Correlações Estritamente Empíricas.....	53
2.3.3.4.1 Correlação de PIERRE.....	54
2.3.3.4.2 Correlação de SHAH.....	55
2.3.3.4.3 Correlação de KANDLIKAR.....	57
2.3.3.4.4 Análise Comparativa das Cor. Est. Empíricas.....	60
2.3.3.5 Análise Comparativa entre todas as Correlações.....	61
 3 EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL.....	 70
3.1 Introdução.....	70
3.2 Os Equipamentos Existentes.....	70
3.3 Requisitos do Equipamento a ser construído.....	71
3.4 O Equipamento Experimental construído.....	72
3.4.1 Os componentes do circuito de refrigerante.....	72
3.4.1.1 A Seção de Testes.....	75
3.4.1.2 O circuito de Etilenoglicol-água.....	76

3.4.1.3 O Resfriador de Líquido (Chiller).....	77
3.4.1.4 O controle da Temperatura de Evaporação na Seção de Testes.	78
3.5 Instrumentação.....	79
3.5.1 Temperatura.....	79
3.5.1.1 Preparação dos termopares.....	79
3.5.1.2 Calibração do termopares.....	80
3.5.2 Pressão	80
3.5.3 Vazão.....	81
3.5.4 Potência Elétrica.....	82
3.6 Controle da Carga de Refrigerante no Circuito.....	82
3.7 Sistema de Aquisição de Dados.....	83
3.8 Operação de Equipamento.....	85
3.8.1 Preparação do equipamento.....	86
3.8.2 Operação do equipamento.....	86
3.8.3 Validação do equipamento experimental.....	87
3.9 Matriz de experimentos.....	88
3.10 Tratamento dos dados.....	89
3.10.1 Cálculo do coeficiente de transferência de calor.....	89
3.10.2 Cálculo do título na entrada da seção de testes.....	91
3.10.3 Incerteza Propagada.....	92
4 ANÁLISE DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	93
4.1 Introdução.....	93
4.2 Misturas.....	93
4.2.1 Misturas quase-azeotrópicas.....	95
4.3 Análise dos resultados experimentais obtidos.....	97
4.3.1 Efeito da Velocidade Mássica.....	97
4.3.2 Efeito do Fluxo de Calor.....	99
4.3.3 Efeito da Temperatura de Saturação.....	102
4.3.4 Efeito do Refrigerante.....	103
4.4 Conclusões.....	106
5 CORRELAÇÃO DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	108
5.1 Introdução.....	108
5.2 Determinação do termo F_{η} da Correlação de KANDLIKAR.....	108
5.3 Desenvolvimento de uma correlação para o coeficiente de transferencia de calor.....	109
5.3.1 O Modelo.....	110
5.3.2 O Termo convectivo.....	111
5.3.3 O Termo referente a ebulição nucleada.....	111
5.3.4 O Efeito das baixas vazões e da Ebulição Nucleada.....	113
5.3.5 A correlação final	115
5.4 Comparação com correlações.....	115
5.5 Conclusões.....	121
6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	122
6.1 Considerações iniciais.....	122
6.2 Conclusões.....	122
6.3 Recomendações.....	123
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	125
APÊNDICE I.....	137
APÊNDICE II.....	143
APÊNDICE III.....	146

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Estados de Equilíbrio Líquido-vapor.....	7
Figura 2.2	Relação entre pressão e temperatura de saturação para uma interface plana.....	8
Figura 2.3	Ângulo de Contato.....	13
Figura 2.4.	Distância da parede aquecida vs. Variação de temperatura necessária para o início da nucleação.....	14
Figura 2.5	Curva de ebulição.....	16
Figura 2.6	Representação das várias regiões da curva de ebulição.....	16
Figura 2.7	Padrões de escoamento.....	18
Figura 2.8	Mapa de padrões de escoamento desenvolvido por BAKER(1954).....	21
Figura 2.9	Modelo de WALLIS.....	24
Figura 2.10	Modelo para o Escoamento anular.....	27
Figura 2.11	Comparação entre as correlações estritamente convectivas para o R-134a, $T_{SAT} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G = 300\text{ kg/(s m}^2\text{)}$	36
Figura 2.12	Comparação entre as correlações de superposição de efeitos para o R-134a, $T_{SAT} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G = 300\text{ kg/(s m}^2\text{)}$ e $\phi = 10\text{ kW/m}^2$	53
Figura 2.13	Ábaco para a determinação do coeficiente de transferência de calor, por SHAH (1976).....	55
Figura 2.14	Comparação entre as correlações estritamente empíricas para o R-134a, $T_{SAT} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $G = 200\text{ kg/(s m}^2\text{)}$ e $\phi = 15\text{ kW/m}^2$	61
Figura 2.15	Comparação entre as correlações dos três grupos. R-134a, $T_{SAT} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 200\text{ kg/(s m}^2\text{)}$ e $\phi = 15\text{ kW/m}^2$	63
Figura 3.1	Diagrama esquemático da bancada experimental.....	73
Figura 3.2	Detalhe da seção de testes mostrando a localização do termopares superficiais ao longo do tubo.....	76
Figura 3.3	Detalhe do posicionamento do termopar na ranhura.....	77
Figura 3.4	Diagrama esquemático do sistema de aquisição.....	84
Figura 3.5	Exemplo de configuração do Sistema de aquisição.....	85
Figura 3.6	Coeficiente de transferência de calor experimental vs. coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de DITTUS-BOELTER para o R-404A, $T = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\phi = 3,0\text{ kW/m}^2$	88
Figura 4.1	Variação da temperatura em função da composição para uma mistura Azeotrópica.....	95
Figura 4.2	Variação da temperatura em função da composição para uma mistura Não-azeotrópica.....	95
Figura 4.3a	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito da velocidade mássica. R-404A, $T_{SAT} = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 5\text{ kW/m}^2$	98
Figura 4.3b	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito da velocidade mássica. R-22, $T_{SAT} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 5\text{ kW/m}^2$	98
Figura 4.4a	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do fluxo de calor para faixa de alta velocidade mássica. R-134a, $T_{SAT} = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 300\text{ kg/(s m}^2\text{)}$	100
Figura 4.4b	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do fluxo de calor para a faixa de alta velocidade mássica. R-404A, $T_{SAT} = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 300\text{ kg/(s m}^2\text{)}$	100
Figura 4.5a	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do fluxo de calor para a faixa de baixa velocidade mássica. R-22, $T_{SAT} = 8\text{ e }15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G = 100\text{ kg/(s m}^2\text{)}$	101

Figura 4.5b	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do fluxo de calor para a faixa de baixa velocidade mássica. R-404A, $T_{SAT}=8$ e $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=50\text{ kg/(s m}^2\text{)}$	102
Figura 4.6	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito da temperatura de saturação. R-22, $G=300\text{ kg/(s m}^2\text{)}$	103
Figura 4.7a	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do refrigerante. $T_{SAT}=8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=300\text{ kg/(s m}^2\text{)}$	105
Figura 4.7b	Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do refrigerante. $T_{SAT}=8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G=200\text{ kg/(s m}^2\text{)}$	105
Figura 5.1	Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de KANDLIKAR vs. Coeficiente de transferência de calor experimental para o R-22, R-134a e R-404A.....	117
Figura 5.2	Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de JUNG& RADERMACHER vs. Coeficiente de transferência de calor experimental para o R-22, R-134a e R-404A.....	118
Figura 5.3	Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de WATTELET vs. Coeficiente de transferência de calor experimental para o R-22, R-134a e R-404A.....	118
Figura 5.4	Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de SHAH vs. Coeficiente de transferência de calor experimental para o R-22, R-134a e R-404A.....	119
Figura 5.5	Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação (5.7) vs. Coeficiente de transferência de calor experimental para o R-22, R-134a e R-404A.....	119
Figura 5.6	Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação (5.7) usando os dados experimentais obtidos por WATTELT.....	121
Figura I.1	Curva de calibração dos termopares.....	139

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Valores para as constantes da Eq.(2.84).....	59
Tabela 2.2	Valores da constante do fluido para as distintas substâncias.....	60
Tabela 2.3a	Trabalhos de pesquisa em ebulição convectiva – Correlações do grupo 1.....	64
Tabela 2.3b	Trabalhos de pesquisa em ebulição convectiva – Correlações do grupo 2.....	65
Tabela 2.3c	Trabalhos de pesquisa em ebulição convectiva – Correlações do grupo 3.....	67
Tabela 2.3d	Trabalhos de pesquisa em ebulição convectiva – Outros trabalhos.....	69
Tabela 3.1	Precisão e Incertezas envolvidas nos Ensaios.....	92
Tabela 4.1	Propriedades dos refrigerantes R-404A e R-502 a 2,4 °C.....	95
Tabela 5.1	Desvio médio proporcionado pelas diversas correlações.....	120
Tabela I.1	Dados de calibração dos termopares.....	137
Tabela I.2	Valores para a calibração dos transdutores de pressão.....	139
Tabela III.1	Resultados experimentais utilizados neste trabalho.....	145

LISTA DE SÍMBOLOS:

MAIÚSCULAS

A	Área (m^2), Constante Eq. (2.77)
C	Constante
D	Diâmetro (m)
D_b	Diâmetro de bolha (m)
F	Fator de intensificação de convecção
F_{IL}	Parâmetro tabelado da Eq. (2.84)
G	Velocidade mássica ($kg/s.m^2$)
J	Velocidade superficial das fases (m/s)
K_f	Parâmetro definido na Eq. (2.77)
L	Comprimento (m)
M	Massa molecular ($kg/kmol$)
P	Pressão (N/m^2)
R	Constante do Gás ($kJ/kg K$) Eq.(2.1)
S	Fator de supressão de bolhas
T	Temperatura (K; $^{\circ}C$)
X	Parâmetro de LOCKHART-MARTINELLI

MINÚSCULAS

c_p	Calor específico ($J/kg.K$)
f	freqüência de colisões de núcleos energético, Eq.(2.19)
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
h	Coefficiente de transferência de calor ($W/m^2.^{\circ}C$)
i_{LV}	Calor latente de vaporização (J/kg)
i	Entalpia (kJ/kg)
k	Condutividade térmica ($W/m.K$)
m	Vazão mássica (kg/s); Expoente da Eq. (2.29)
n	Número de dados experimentais, Eq. (5.1), Expoente da Eq. (5.2)
q	Potência Elétrica (W)
r	raio(m)
t	Tempo (s)
v	volume específico (m^3/kg); Velocidade (m/s)
x	Título (%)
y	Distância (m)

SUBSCRITOS

MAIÚSCULAS

A	Ar
B	Bifásico
C	Constante, Relativo a Chen
EC	Ebulição Convectiva
EF	Efetivo
EN	Ebulição Nucleada
FZ	Relativo a Foster&Zuber
GW	Relativo a Gungor&Winterton
JR	Relativo a Jung&Radermacher
L	Fase Líquida fluindo no tubo

LO	Mistura bifásica fluindo como líquido no mesmo tubo
LV	Líquido-Vapor
LW	Relativo a Liu&Winterton
NA	Não-Condensável
P	Parede
SA	Relativo a Stephan&Abdelsalam
SAT	Saturado
ST	Relativo a Steiner&Taborek
V	Fase Vapor fluindo no tubo
VO	Mistura bifásica fluindo como vapor no mesmo tubo
W	Relativo a Wattelet

MINÚSCULAS

a	água
cal	calculado
cri	crítico
e	entrada
exp	experimental
i	interna
h	hidráulico
min	mínimo
r	refrigerante
red	reduzida
tt	turbulento-turbulento
tv	turbulento-laminar
vt	laminar-turbulento
vv	laminar-laminar
s	saída

NÚMEROS ADIMENSIONAIS

Bo	Número de Ebulição	$Bo = \frac{\phi}{G j_{LV}}$
Co	Número de Convecção	$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5}$
Fr	Número de Froude	$Fr = \frac{G^2}{\rho_L \cdot g \cdot D}$
K _f	Adimensional definido por PIERRE,B.	$K_f = \frac{\Delta x \cdot j_{LV}}{L \cdot g}$
Nu	Número de Nusselt	$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$
Pr	Número de Prandtl	$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$
Re	Número de Reynolds	$Re = \frac{G \cdot D}{\mu}$

X_u	Parâmetro de MARTINELLI	$X_u = \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0,125} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,875}$
ψ	Parâmetro adimensional definido por BAKER, O., $\psi = \left(\frac{\sigma_a}{\sigma} \right) \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_a} \right) \left(\frac{\rho_a}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/3}$	
λ	Parâmetro adimensional definido por BAKER, O., $\lambda = \left[\left(\frac{\rho_v}{\rho_a} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_a} \right) \right]^{1/2}$	

LETRAS GREGAS

α	Fração de vazio, Difusividade térmica (m ² /s)
β	Ângulo de contato
ρ	Densidade (kg/m ³)
δ	Espessura do filme líquido (m)
σ	Tensão superficial (N/m)
μ	Viscosidade (N.s/m ²)
Δ	Indica diferença
ϕ	Multiplicador bifásico. Fluxo de Calor (W/m ²)
ψ	Ordenada da correlação de SHAH, M.M.; Fator definido pela Eq. (2.22)
$\wp$	Perímetro molhado (m)

RESUMO

LIMA, C.U.S. (2000). *Ebulição Convectiva de Refrigerantes Halogenados Escoando no Interior de Tubos Horizontais de Cobre*. São Carlos, 2000. 167 p. Tese – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A presente pesquisa teve por objetivo o estudo da ebulição convectiva dos novos refrigerantes halogenados no interior de tubos horizontais de cobre. Uma busca na literatura pertinente ao assunto mostrou que a determinação do coeficiente de transferência de calor pode ser determinado por correlações que, aqui, foram classificadas como: 1- Estritamente Convectivas, 2- Superposição de Efeitos e 3- Estritamente Empíricas. Essas correlações mostraram-se inadequadas a generalizações. Uma bancada experimental foi concebida e construída, o que permitiu a obtenção de dados experimentais envolvendo uma ampla faixa de condições operacionais. Efeitos de parâmetros físicos como a velocidade mássica, fluxo de calor, temperatura de saturação e título, foram investigados. Os dados experimentais obtidos foram utilizados no desenvolvimento de uma correlação para o coeficiente de transferência de calor na ebulição convectiva que satisfizesse adequadamente esses dados obtidos para condições operacionais típicas de aplicações frigoríficas. A partir da análise efetuada foi proposto um modelo no qual foram introduzidos os adimensionais que envolvem os principais efeitos relacionados à mudança de fase. O modelo proposto apresentou resultados bastante adequados não apenas na correlação dos resultados experimentais obtidos na presente pesquisa como também em dados encontrados na literatura.

Palavras Chave: Ebulição Convectiva, Refrigerantes, Transferencia de calor, Coeficiente.

ABSTRACT

LIMA, C.U.S. (2000). *Convective Boiling of Halocarbon Refrigerants Flowing in Horizontal Copper Tubes*. São Carlos, 2000. 167 p. Tese – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Present research has aimed at the study of convective boiling of recently introduced halocarbon refrigerants inside horizontal copper tubes. A comprehensive literature survey has revealed that the correlations for the convective boiling heat transfer coefficient can be divided into three main categories: (1) strictly convective; (2) superposition of effects; (3) strictly empirical. As a general rule these correlations are not fitted for generalizations. An experimental set up has been developed and constructed in order to raise data involving a relatively wide range of operational conditions. These data have been used to investigate effects of such parameters as heat flux, mass velocity, quality and evaporating temperature. In addition gathered data have been used in the development of a correlation for the heat transfer coefficient under convective boiling conditions typical of refrigeration applications. The model has been developed in terms of the main intervening non dimensional groups. The proposed equation correlated very well not only experimental data from present investigation but data obtained elsewhere.

Keywords: Convective boiling, Refrigerants, Heat Transfer, Coefficient.

CAPÍTULO 1 – Introdução

1.1 – Considerações Iniciais

A indústria da refrigeração recebeu um impulso considerável com o surgimento dos refrigerantes halogenados na década de 30, sintetizados a partir dos hidrocarbonetos das séries Metano (CH_4) e Etano (C_2H_6). Até então os refrigerantes utilizados nos sistemas de refrigeração eram compostos inorgânicos: Amônia (NH_3), Água (H_2O), Dióxido de Carbono (CO_2), Dióxido de Enxofre (SO_2), além do próprio ar. Além disso, alguns hidrocarbonetos mostraram-se adequados para serem usados nesses sistemas: Metano (CH_4), Etano (C_2H_6), Propano (C_3H_8). O crescente uso da refrigeração, principalmente no âmbito doméstico, e o desenvolvimento de novos equipamentos tornaram premente o surgimento de refrigerantes mais adequados; assim surgiram os refrigerantes halogenados.

A par de suas excelentes propriedades físicas, termodinâmicas e de transporte, baixa toxicidade, não corrosividade, não inflamabilidade e compatibilidade com a maioria dos materiais, a grande estabilidade química proporcionada pelo átomo de cloro, associado a esses compostos, é que os torna grandes responsáveis pela degradação da camada de ozônio. A assinatura do Protocolo de Montreal em 1986, estabeleceu as bases para a retirada do mercado dos refrigerantes halogenados à base de Cloro (CFC's), considerados como principais responsáveis pela degradação da camada de ozônio.

Em contrapartida, os produtores de compostos halogenados para aplicação como refrigerante tem colocado no mercado uma extensa gama de substitutos dos CFC's, a maioria no âmbito da família dos hidrocarbonetos halogenados, quer como substâncias puras quer como misturas binárias ou ternárias. Muitos desses substitutos não foram totalmente investigados e, portanto, suas características físicas, termodinâmicas e de transporte são, em geral, parcialmente desconhecidas.

A determinação dessas características é de suma importância para a indústria da refrigeração pois torna possível o desenvolvimento de produtos tecnologicamente mais avançados, assim, contribuindo para a diminuição do consumo de energia e consequentemente o aumento da eficiência dos sistemas de refrigeração. No Brasil, infelizmente, raras tem sido as pesquisas relativas a esse tema. De acordo com BANDARRA FILHO (1997), as informações disponíveis na literatura sobre o desempenho dos refrigerantes alternativos apresentam muitas lacunas, sendo de uma maneira geral, insuficientes para a utilização em projetos do setor industrial.

No que diz respeito aos mecanismos de transferência de calor em aplicações frigoríficas, a mudança de fase associada à evaporação e condensação é o processo de troca de calor mais usado nos trocadores de calor dos sistemas de refrigeração. Nas décadas de 50 e 60 surgiram os primeiros trabalhos relativos à determinação do coeficiente de transferência de calor na mudança de fase convectiva. Em muitos destes trabalhos sente-se a preocupação dos autores em abordar o fenômeno físico do processo além de procurar quantificar o próprio coeficiente. Essa preocupação é visível nos trabalhos publicados por: DENGLER & ADDOMS (1956), GUERRIERI & TALTY (1956), CHADDOCK & NOERAGER (1966) e CHEN (1966). De acordo com WATTELET (1994), foram identificados mecanismos apropriados para a mudança de fase convectiva e parâmetros adimensionais representativos desses mecanismos foram usados no desenvolvimento de correlações, entretanto a magnitude de cada termo e a transição entre os Regimes de Escoamento não foram cuidadosamente examinados. O mecanismo de superposição de efeitos foi apresentado pioneiramente no trabalho publicado por CHEN (1966). Por esse modelo, o coeficiente de transferência de calor é calculado baseado na hipótese que existe superposição dos efeitos da mudança de fase convectiva com os da ebulição nucleada. Isso representou um marco na abordagem do problema visto que, até então, era encarado como puramente convectivo. Nas décadas de 70 e 80, foram desenvolvidas correlações generalizadas baseadas em banco de dados obtidos em trabalhos desenvolvidos anteriormente. Destaca-se, nesse período, o trabalho publicado por SHAH (1976). A partir de então, foram publicados muitos trabalhos buscando o refinamento na previsão do coeficiente de transferência de calor. Estes trabalhos estão baseados principalmente no mecanismo de superposição de efeitos proposto anteriormente por CHEN. Entre esses trabalhos destacam-se: GUNGOR & WINTERTON (1986), LIU & WINTERTON (1991), JUNG & RADERMACHER (1991), MURATA & HASHIZUME (1993) e WATTELET (1994).

A mudança de fase convectiva (líquido-vapor) no interior de tubos horizontais pode ocorrer devido a evaporação na interface líquido-vapor ou através da formação de bolhas (Ebulição Nucleada) na parede do tubo. Na ocorrência dos dois processos simultaneamente, o coeficiente de transferência de calor, h , experimenta valores bem maiores que aqueles observados em escoamentos onde não ocorre mudança de fase. De acordo com INCROPERA & DE WITT (1990), enquanto nos escoamentos monofásicos de líquidos, em convecção forçada, estes coeficientes alcançam valores entre 50 e 20.000 W/(m².°C), nos escoamentos bifásicos esses valores variam entre 2.500 e 100.000 W/(m².°C). Dessa forma é possível transferir calor à taxas bastante elevadas mesmo com pequenas diferenças de temperatura. O cálculo do coeficiente de transferência de calor é de fundamental importância não só para a indústria da refrigeração como para outras aplicações industriais relacionadas à troca de calor.

1.2 – Objetivos da Pesquisa

A pesquisa envolve um estudo da Ebulição Convectiva de refrigerantes em escoamentos horizontais. São os seguintes os objetivos da presente pesquisa:

- 1 – O desenvolvimento e construção da Bancada Experimental.
- 2 – Análise do mecanismo da Ebulição Convectiva.
- 3 – Levantamentos que permitam a obtenção de uma base de dados para o desenvolvimento de correlações para a determinação do coeficiente de transferência de calor, já que as da literatura apresentam lacunas significativas.

1.3 – Organização do Trabalho

O trabalho foi dividido em duas partes. A primeira consta de uma *Introdução*, uma *Revisão Bibliográfica*, na qual se detalham os trabalhos mais importantes publicados desde os anos 50 até o presente, abordando aspectos relativos ao coeficiente de transferência de calor e uma descrição detalhada do *Equipamento Experimental*, esta primeira parte portanto, compreende os capítulos 1, 2 e 3. Na segunda parte, que incorpora os demais capítulos, os *Resultados Experimentais* obtidos, são analisados onde se verifica o efeito de parâmetros como: velocidade mássica, fluxo de calor, temperatura de saturação e do refrigerante. Um capítulo é

dedicado à *Correlação dos Resultados Experimentais*, no qual é proposta uma correlação para a determinação do coeficiente de transferência de calor de refrigerantes halogenados em escoamento horizontal. Os refrigerantes ensaiados foram: R-22 e R-134a e a mistura quase-azeotrópica R-404A. Finalmente, são apresentadas as *Conclusões e Recomendações* para trabalhos futuros que abordem o mesmo tema.

CAPITULO 2 – Fundamentos e Revisão Bibliográfica.

2.1-Considerações Iniciais.

O estudo da evaporação de refrigerantes no interior de tubos teve um impulso significativo na década de 50. Nesta época surgiram os primeiros trabalhos relevantes acerca desse tema, destacando-se os trabalhos que tratam o assunto como um processo eminentemente convectivo. Embora mais tarde tenham surgido trabalhos que tratam o problema de uma forma mais genérica, ou seja, considerando os efeitos de ebulição nucleada além dos efeitos convectivos, não se pode negar a grande contribuição trazida pela publicação destes primeiros trabalhos.

A literatura aberta é bastante generosa quando trata desse assunto. Podem ser encontrados trabalhos que tratam da evaporação de refrigerantes puros ou da mistura destes, com ou sem a presença de óleo lubrificante. Mais recentes (década de 90), foram os trabalhos publicados acerca da intensificação da troca de calor no interior de tubos, motivados principalmente pelo processo de abertura da economia a nível mundial e ao acirramento da competição entre as nações, incluindo-se aí o Brasil.

Abordaremos inicialmente os fundamentos dos mecanismos da ebulição nucleada juntamente com os mapas de padrões de escoamento no item 2.2. No item 2.3 serão examinados os modelos de LOCKHART-MARTINELLI (1949) e de WALLIS (1969). Como será visto, no desenvolvimento desses modelos, são obtidas relações muito importantes usadas em modelos de transferência de calor bifásico.

PARTE A

Nesta seção serão discutidos os mecanismos de formação de bolhas e as condições necessárias para a seu crescimento. Será abordada inicialmente a curva de equilíbrio líquido-vapor que é o ponto de partida para o entendimento do mecanismo de formação de bolhas.

Depois serão discutidos os processos de formação de bolhas levando em consideração o estado do líquido: subresfriado ou saturado. Será mostrada, ainda, a influência da presença da parede. Finalmente será apresentada a curva de ebulição nucleada e suas regiões.

2.2 - Fundamentos.

2.2.1- Equilíbrio Líquido-vapor.

É conveniente discutir o equilíbrio líquido-vapor em termos da relação entre a pressão (P) do fluido e seu volume específico (v). A curva $P - v$ é ilustrada na Fig.2.1 juntamente com os distintos estados do fluido. A uma temperatura constante, a curva de equilíbrio estável $P - v$ consiste de líquido (AB), mistura bifásica (BE) e vapor (EF). Entretanto, mesmo na ausência de formação de vapor, é possível aumentar o volume específico do líquido ao longo da linha BC ou diminuir o volume específico do vapor ao longo da linha ED. As fases líquida e vapor sob essas condições são ditas em equilíbrio metaestável. Como será visto mais adiante, existe um tamanho crítico de um núcleo de vapor (ou líquido) em equilíbrio com o líquido (ou com o vapor) ao longo das linhas BC e ED respectivamente. Entretanto uma ligeira diminuição no tamanho do núcleo causará o seu colapso instantâneo e um ligeiro aumento do seu diâmetro causará, da mesma forma, seu crescimento espontâneo. Nessa situação uma bolha de vapor ou uma gota de líquido estarão em equilíbrio instável. A curva ABCDEF pode ser aproximada pela equação de Van der Waals,

$$\left[P + \frac{a}{(Mv)^2} \right] (Mv - b) = RT \quad (2.1)$$

onde a e b são constantes, M é a massa molecular do vapor. A Equação de Clausius-Clapeyron, pode ser escrita como:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{i_{LV}}{T(v_v - v_L)} \quad (2.2)$$

onde i_{LV} é o calor latente de vaporização; T a temperatura de saturação; v_V e v_L os volumes específicos do vapor e do líquido, respectivamente. Para $v_V \gg v_L$, tem-se, usando a equação dos gases perfeitos:

$$\frac{dP}{dT} \cong \frac{i_{LV}}{v_V T} \cong \frac{i_{LV} M p}{RT^2} \quad (2.3)$$

A Eq. (2.3), acima, é uma forma modificada da Eq. de Clausius-Clapeyron, sua aplicação deve ser feita com ressalvas a altas pressões.

Figura 2.1 – Estados de Equilíbrio Líquido-vapor.

Quando líquido e vapor estão em equilíbrio estável, separados por uma interface plana, pode-se escrever:

$$P_L = P_V \quad (2.4)$$

$$T_L = T_V = T_{SAT} \quad (2.5)$$

onde P_L e P_V são as pressões das fases líquida e vapor, T_L e T_V , as temperaturas dessas mesmas fases e T_{SAT} , a temperatura de saturação. Para o caso de uma interface curva, com concavidade no vapor, resulta:

$$P_L < P_V \quad (2.6)$$

$$T_L = T_V > T_{SAT} \quad (2.7)$$

ou seja, para que seja mantido o equilíbrio, a temperatura deve ser ligeiramente maior que aquela correspondente à interface plana.

A diferença entre as pressões do vapor e do líquido para uma bolha esférica de raio r é dada pela Eq. de Laplace:

$$P_V - P_L = \frac{2\sigma}{r} \quad (2.8)$$

onde σ é a tensão superficial.

Figura 2.2 – Relação entre pressão e temperatura de saturação para uma interface plana.

Na Fig.2.2, mostra-se a relação entre a pressão e a temperatura do vapor para uma interface plana. A temperatura de saturação de equilíbrio para uma interface plana é definida como T_{SAT} . Suponha agora que o sistema esteja a uma temperatura $T_V = T_L$ (equilíbrio); é

importante calcular a diferença de temperatura (ou o superaquecimento) $\Delta T_{SAT} = T_V - T_{SAT}$. A relação entre a pressão e a temperatura de saturação para uma interface curva é ligeiramente diferente daquela para uma interface plana. Definindo P_∞ como a pressão de vapor correspondente a T_V para a interface plana, pode-se mostrar que:

$$P_V = P_\infty \exp\left(-\frac{2\sigma v_L M}{rRT}\right) \cong P_\infty \left(1 - \frac{2\sigma v_L}{P_\infty r v_V}\right) \quad (2.9)$$

e portanto,

$$P_\infty - P_V = \frac{2\sigma v_L}{r v_V} \quad (2.10)$$

Combinando agora as Eq.(2.8) e (2.10), temos:

$$P_\infty - P_L = \frac{2\sigma}{r} \left(1 + \frac{v_L}{v_V}\right) \quad (2.11)$$

Para converter a relação acima em uma relação para diferenças de temperatura, integramos a Eq.(2.3) de Clausius-Clapeyron entre $P = P_\infty$ a $T = T_V$ e $P = P_L$ a $T = T_{SAT}$, obtendo:

$$\ln \frac{P_\infty}{P_L} = \frac{i_{LV} M}{R} \left[\frac{1}{T_{SAT}} - \frac{1}{T_V} \right] = \frac{i_{LV} M}{R} \frac{\Delta T_{SAT}}{T_V T_{SAT}} \quad (2.12)$$

ou seja,

$$\begin{aligned} \Delta T_{SAT} &= \frac{RT_V T_{SAT}}{i_{LV} M} \ln \left[1 + \frac{P_\infty - P_L}{P_L} \right] \cong \frac{RT_V}{i_{LV} M P_L} T_{SAT} (P_\infty - P_L) \\ &\cong \frac{T_{SAT} v_V}{i_{LV}} (P_\infty - P_V) \end{aligned} \quad (2.13)$$

Para $(v_v / v_L) \ll 1$, combinando as Eq. (2.11) e (2.13), obtêm-se:

$$\Delta T_{SAT} \cong \frac{2\sigma T_{SAT} v_v}{i_{LV} r} \quad (2.14)$$

Assim sendo, o raio r^* de uma bolha em equilíbrio com o líquido, cujo superaquecimento é ΔT_{SAT} , é dado por:

$$r^* = \frac{2\sigma T_{SAT} v_v}{i_{LV} \Delta T_{SAT}} \quad (2.15)$$

2.2.2 - Nucleação homogênea.

Como pode-se depreender da Eq. (2.15), o tamanho da bolha em equilíbrio com o líquido superaquecido diminui com o superaquecimento. Próximo ao ponto C, da Fig.2.1, o tamanho da bolha de vapor em formação é da ordem de microns. Flutuações térmicas ocorrem no líquido metaestável e existe uma pequena, porém finita, possibilidade de um grupo de moléculas energéticas juntarem-se para formar um embrião de vapor do tamanho do núcleo em equilíbrio. Este processo de formação de vapor no líquido metaestável é conhecido como “*nucleação homogênea*”.

De acordo com HEWITT (1978), a possibilidade de formação de núcleos de vapor pode ser estimada pela equação de Boltzmann, para distribuição de grupos moleculares de raio r . O número de embriões de vapor de raio r , $N_v(r)$ em um sistema com N_m moléculas por unidade de volume, é dado por:

$$N_v(r) = N_m \exp(-\Delta G(r) / kT_r) \quad (2.16)$$

onde $\Delta G(r)$ é a energia livre de formação de um núcleo de raio r e k é a constante de Boltzmann. A energia livre de formação $\Delta G(r)$ de um núcleo de raio r é dada por:

$$\Delta G(r) = 4\pi r^2 \sigma - \frac{4}{3} \pi r^3 (P_v - P_L) \quad (2.17)$$

substituindo a Eq.(2.8) na Eq. (2.17) e rearranjando resulta:

$$\Delta G(r) = \frac{4}{3} \pi r^2 \sigma = \frac{16}{3} \frac{\pi \sigma^3}{(P_v - P_L)} \quad (2.18)$$

Desta forma, bolhas com raio menores que r irão colapsar, já que sua energia livre de formação é menor do que a energia necessária. Bolhas com raio maiores que r crescerão espontaneamente. A taxa de nucleação por unidade de volume dN/dt é proporcional ao produto do número de embriões de vapor por unidade de volume e a frequência de “colisões” entre esses embriões e moléculas individuais de líquido, f . Dessa forma a taxa de formação de embriões será:

$$\frac{dN}{dt} = f \cdot N_v(r) = f \cdot N_m \exp(-\Delta G(r) / kT_v) \quad (2.19)$$

Expressões para dN/dt , sugerem valores entre 10^{12} e $10^{13} m^{-3} s^{-1}$ para água a 100 °C. A taxa de nucleação dN/dt é extremamente sensível ao superaquecimento do líquido. Para pequenos valores do superaquecimento a taxa é insignificante mas cresce muito rapidamente conforme o superaquecimento aumenta. Algumas publicações sugerem que um número significativo de nucleações ocorrem para valores de dN/dt entre 10^9 e $10^{13} m^{-3} s^{-1}$.

Para água à pressão atmosférica, a temperatura do líquido correspondente a uma taxa de nucleação de $10^{13} m^{-3} s^{-1}$, é de 320,7 °C, ou seja, um superaquecimento de 220,7 °C. De acordo com JABARDO (1988), para o R-22, considerando uma taxa de nucleação semelhante, encontra-se um superaquecimento da ordem de 94 °C. Estes valores são muito superiores a qualquer valor experimental que foi encontrado para esses fluidos sob condições controladas. Assim sendo o mecanismo de nucleação homogênea deve ser visto com reservas como mecanismo de formação de vapor.

2.2.3 - Nucleação heterogênea.

Um outro método de geração de vapor, denominado *nucleação heterogênea*, prevê a preexistência de núcleos a partir dos quais o vapor é formado. Exemplos desses núcleos são bolhas de gases não-condensáveis mantidos em suspensão no líquido; cavidades nas paredes dos recipientes e pequenos corpos sólidos em suspensão no seio líquido. A presença de um gás dissolvido no líquido influencia o tamanho do núcleo crítico, para uma dada temperatura, de acordo com a equação:

$$P_{NC} + P_V - P_L = \frac{2\sigma}{r} \quad (2.20)$$

onde p_{NC} é a pressão parcial do gás não-condensável, em equilíbrio com o líquido. A presença do gás dissolvido reduz o superaquecimento necessário para manter uma bolha de raio r em equilíbrio. Na prática, a determinação da pressão parcial do gás pode ser complicada pela presença de gradientes de temperatura e por finitas taxas de difusão do gás através do líquido.

A energia livre de formação $\Delta G(r)$ de um embrião de vapor em equilíbrio é reduzida por um fator $\psi(\beta)$ na presença de uma parede plana. BANKHOFF (1957), *apud* COLLIER (1972), mostrou que $\psi(\beta)$ é uma função do ângulo de contato β , conforme ilustrado na Fig. 2.3, de acordo com a seguinte equação:

$$\psi(\beta) = \frac{1}{4} [2 + 2 \cos \beta + \cos \beta \sin^2 \beta] \quad (2.22)$$

Nota-se que, para $\beta = 0$, em que o líquido molha idealmente a parede, $\psi(0) = 1$, isto é, tudo se passa como se não existisse parede. Por outro lado, para líquidos que não molham a parede, o valor de $\psi(\beta)$ torna-se muito pequeno, fazendo com que a energia livre de formação seja reduzida.

Figura 2.3- Ângulo de Contato.

A forma interna da cavidade possui uma significativa influência sobre o superaquecimento necessário para a existência da interface líquido-vapor no interior da cavidade. WEBB, R.L. (1994), baseado em estudos anteriores desenvolvidos principalmente por SKRIPOV, fez uma comparação acerca do superaquecimento necessário para 5 tipos de cavidades: cônica, cilíndrica e reentrantes. Ele concluiu que a cavidade cônica requer o maior superaquecimento para a existência da interface líquido-vapor em seu interior. Nas cavidades reentrantes, o superaquecimento diminui com o volume do vapor no interior, atinge um máximo na “boca” da cavidade e diminui à medida que a bolha cresce fora da cavidade. O superaquecimento requerido pela cavidade cilíndrica é intermediário entre aquele da cavidade cônica e o da reentrante. Cavidades reentrantes cujas interfaces tomam a forma convexa (no lado interno da cavidade) permanecerão estáveis quando expostas a líquidos subresfriados. Portanto uma cavidade reentrante aliada com líquidos com grande ângulo de contato será estável e se $\beta > 90^\circ$ ela não será inundada pelo líquido moderadamente subresfriado. Mas para ângulos de contato muito pequenos ($\beta \cong 4^\circ$), a cavidade é suscetível de ser inundada pelo líquido. Entretanto cavidades que propiciem formas mais convexas para a interface suportam líquidos mais subresfriados e portanto não são inundadas pelo líquido.

Uma questão que ainda precisa ser respondida é: A que temperatura da parede o núcleo de vapor irá se formar? Na tentativa de responder a esta questão foram propostos alguns modelos que foram aos poucos sendo aperfeiçoados e respondem de forma satisfatória a questão. O modelo desenvolvido inicialmente por GRIFFITH & WALLIS, *apud* JABARDO (1988) tratou da formação de bolhas em superfícies com cavidades de tamanhos conhecidos, sendo que as bolhas eram formadas em um banho com temperatura constante, portanto, por redução de pressão. Quando considerado um fluxo de calor imposto na parede, entretanto, o modelo apresentava resultados muito pobres, ou seja, o superaquecimento necessário para a ativação dos núcleos de vapor era muito maior que no caso anterior. A conclusão foi que isso era devido ao

gradiente de temperatura a que fica submetida a bolha em virtude do fluxo de calor imposto na parede.

Figura 2.4 – Distância da parede aquecida vs. variação de temperatura necessária para o início da nucleação.

O modelo foi posteriormente modificado por HSU & GRAHAM *apud* JABARDO (1988) e depois por BERGLES & ROHSENOW tendo sido admitido um perfil de temperatura próximo a parede aquecida. A Fig. 2.4 ilustra esquematicamente o modelo de BERGLES & ROHSENOW, cujas hipóteses são:

1- A superfície permaneceu em ebulição por algum tempo de modo que as cavidade estão totalmente preenchidas por vapor.

2- Ao se desprender, a bolha deixa junto a parede um núcleo de vapor hemisfério e de raio igual ao raio da cavidade e que permanece invariável até a formação de uma nova bolha.

3- Admite-se que junto a superfície aquecida forma-se uma camada limite térmica de espessura δ . Na borda superior dessa camada tem-se $T = T_\infty$, que é a temperatura do banho e na borda inferior encontra-se a parede aquecida, T_p . As linhas isotérmicas dessa camada limite não são perturbadas pelos núcleos de vapor junto a parede.

4- A condição necessária para o crescimento dos núcleos de vapor é a de que a temperatura no ápice do núcleo seja dada pela Eq. (2.14).

5- Admite-se que a superfície aquecida é constituída de cavidades de “todos” os tamanhos. Em Regime permanente, o perfil de temperatura no líquido é dado por:

$$T_L = T_P - \frac{\phi}{k_L} y \quad (2.23)$$

Na Fig. 2.4 observa-se que para a curva de temperatura do líquido mais afastada, um número significativo de cavidades estão ativas. Essas cavidades possuem um raio máximo $r_{\max}$ e um raio mínimo $r_{\min}$. A condição limite ocorre quando a curva de distribuição de temperatura do líquido, Eq.(23), tangencia a curva da Eq. (2.14), correspondendo na Fig. 2.4 ao raio indicado por r_{cri} . Essa condição corresponde a ativação de uma única cavidade. Essa condição pode ser determinada pela igualdade das Eq. (2.14) e (2.23), sendo que $y = r_{\text{cri}}$ nesta segunda equação.

2.2.4 – Ebulição Nucleada.

Ebulição Nucleada é definida como o regime de mudança de fase associado à formação de bolhas na superfície aquecida. O líquido pode estar saturado e, neste caso, o termo “Ebulição Nucleada Saturada” é usado. Se o líquido estiver abaixo da temperatura de saturação, usa-se o termo “Ebulição Nucleada sub-resfriada ou Local”. Os resultados de investigações ou taxas de transferência de calor em Ebulição são normalmente apresentados em gráficos de fluxos de calor, ϕ versus $\Delta T_{\text{SAT}} = T_P - T_{\text{SAT}}$, denominados *Curvas de Ebulição*. A Ebulição nucleada é, portanto, uma parte da Curva de Ebulição. A Fig. 2.5, mostra uma curva de Ebulição típica. Na Fig.2.6 são mostrados ainda a representação de cada região dessa curva. Como pode ser visto, a curva está dividida em várias regiões características do mecanismo físico associado, descritas a seguir.

Figura 2.5 - Curva de Ebulição.

AB – Convecção Natural

IEN – Início de Ebulição Nucleada

CC' - Ebulição Nucleada: Baixo Fluxo de Calor

C'D – Ebulição Nucleada: Alto Fluxo de Calor

FCC – Fluxo Crítico de Calor

EF – Região de Transição

FG – Ebulição em Película Estável

Figura 2.6 - Representação das várias regiões da Curva de Ebulição.

- 1 - A Região de convecção natural AB, onde a diferença entre as temperaturas da superfície e do líquido são tais que o calor é removido por convecção natural.
- 2 - Região BC. O início da Ebulição nucleada (IEN), no qual o superaquecimento é suficiente para causar a nucleação das bolhas de vapor na superfície aquecida. Esse processo tem início no ponto B e apresenta-se como uma região de bolhas isoladas.
- 3 - A região de ebulição nucleada propriamente dita CD, onde a nucleação de vapor ocorre na superfície aquecida, iniciando com alguns núcleos com baixos fluxos de calor. A medida que o fluxo de calor aumenta a população de bolhas também aumenta, formando inicialmente uma coluna de bolhas que se destacam da parede dando lugar a novas bolhas.
- 4 - O ponto E representa o fluxo crítico de calor (FCC). A partir desse ponto um aumento do fluxo de calor, causará o isolamento da parede do líquido levando ao aumento brusco de sua temperatura e seu possível colapso. O ponto E' representa a condição alcançada para um aumento do fluxo de calor além do ponto E.
- 5 - A região EF de Ebulição em película instável, é caracterizada pela existência de uma cobertura instável de vapor sobre a superfície aquecida que libera grandes quantidades de vapor em intervalos mais ou menos regulares. A parede seca e molha seguidamente em virtude da liberação dessas quantidades de vapor.
- 6 - A região FG, de ebulição em película estável, onde um filme estável de vapor cobre porções significativas da superfície aquecida. Quantidades de vapor são liberadas periodicamente na forma de grande bolhas. O processo de transferência de calor é efetuado parcialmente por condução e convecção através do filme de vapor, com a radiação tornando-se significativa devido ao aumento da temperatura da superfície.

2.2.5 - Ebulição Convectiva.

Embora o mecanismo de Ebulição Nucleada tratado anteriormente e o modelos abordados procurem explicar o processo de transferência de calor na mudança de fase de um líquido, as aplicações de interesse na área de refrigeração tratam do processo de transferência de calor em uma superfície aquecida mas com o fluido em movimento. Tome-se por exemplo, o escoamento de um fluido no interior de tubo horizontal, cuja parede se encontra a uma temperatura superior tal como ocorre nos evaporadores dos sistemas de refrigeração. Admite-se ainda que o líquido entre no tubo suficientemente subresfriado para garantir que não ocorra formação de vapor em nenhum ponto. A partir da formação da primeira bolha há o surgimento

de uma série de configurações envolvendo a interface líquido-vapor que se desenvolvem entre o vapor, formado junto à parede aquecida, e o líquido remanescente. Tais configurações recebem a denominação de *Padrões de Escoamento* e dependem de uma série parâmetros físicos, como: pressão, velocidade mássica, fluxo de calor, inclinação do tubo e viscosidade do fluido entre outros. Tais padrões determinam, em última análise, o mecanismo físico da transferência de calor junto à parede aquecida. Daí a importância de se abordar o tema no presente momento. Os padrões de escoamento típicos observados em escoamentos horizontais são mostrados na Fig. 2.7.

Na parte inicial do tubo, o líquido subresfriado está sendo aquecido até a temperatura de saturação. Uma camada limite térmica é formada próximo a parede e um perfil de temperatura é estabelecido. Em alguma posição adiante, a temperatura da parede será maior que a temperatura de saturação do fluido e, portanto, a condição para a formação de vapor estará satisfeita.

Figura 2.7 - Padrões de Escoamento.

No início do processo de vaporização a formação de vapor ocorre em determinadas posições da parede do tubo denominadas "sites" de nucleação. Bolhas de vapor formam-se.

crecem e finalmente desprendem-se da parede deslocando-se para a parte superior do tubo por efeitos de empuxo. Neste caso tem-se o padrão denominado de *bolhas*. Conforme se avança no sentido do escoamento, observa-se o aumento da população de bolhas, ocorrendo o inevitável processo de coalescência e a evolução para o padrão denominado *pistonado*, com os pistões de vapor se posicionando assimetricamente em relação ao eixo do tubo, pela ação das forças de empuxo. Prosseguindo ao longo do escoamento, nota-se que os pistões acabam por unir-se dando origem ao escoamento *anular*. Neste padrão, um anel de líquido se forma na periferia interna do tubo com o vapor se deslocando a alta velocidade no centro do tubo. Já no início do escoamento anular e à medida que a espessura do filme de líquido torna-se cada vez menor, os “sites” são desativados e o processo de transferência de calor ocorre exclusivamente por conta da evaporação na interface líquido-vapor até a total secagem da parede. Após a secagem da parede apenas “gotículas” de líquido permanecem escoando no centro do tubo, isso é característico do padrão *névoa*.

Dependendo do valor da velocidade mássica, os padrões de escoamento apresentam certas particularidades. Para baixa velocidade mássica e, portanto, baixas velocidades superficiais do líquido, J_L (Eq. 2.24) e do vapor J_V (Eq. 2.25), pode ocorrer do padrão *estratificado*. Neste caso, o líquido que escoar na parte inferior do tubo pode ser separado do vapor da parte superior por uma interface lisa, este padrão raramente é observado. À velocidades mássicas superiores, tanto a velocidade superficial do líquido J_L , como do vapor J_V , são elevadas, o que resulta na formação de ondas na interface líquido-vapor, que caracteriza o padrão *ondulado*. A formação de ondas se deve ao escorregamento entre as fases; o vapor se desloca a velocidades superiores à do líquido, resultando na formação das ondas. Para valores superiores da velocidade mássica, as cristas das ondas formadas chegam a alcançar a parte superior do tubo dando origem ao padrão de escoamento que pode ser denominado de “*pistonado com bolha alongada*”, representado na Fig.(2.7) como *Pistonado**.

$$J_L = \frac{G(1-x)}{\rho_L} \quad (2.24)$$

$$J_V = \frac{Gx}{\rho_V} \quad (2.25)$$

2.2.6 - Mapas de Padrões de Escoamento.

Apesar do estágio dos estudos nesta área, existe ainda hoje um caráter muito subjetivo na identificação dos padrões de escoamento. Essa identificação, não raro, é feita por visualização direta para o caso dos escoamentos com baixas velocidades mássicas. Quando a velocidade mássica é elevada, a identificação é feita com o auxílio de lâmpadas estroboscópicas e mais modernamente com o auxílio de câmaras de vídeo de alta velocidade. O escoamento é filmado e posteriormente reproduzido em câmara lenta e o padrão de escoamento é então identificado. Deve-se ressaltar que esse procedimento não retira o caráter subjetivo do processo, já que a identificação do padrão ainda é feita por observação visual direta.

Há, portanto, a tendência de se estabelecer critérios que retirem esse caráter subjetivo da identificação dos padrões de escoamento. Segundo WATTELET (1994), alguns pesquisadores tem tentado identificar objetivamente esses padrões de escoamento baseados nas propriedades espectrais ou estatísticas da fração de vazio, análise de sinais da variação de pressão ou perda de carga

Apesar das dificuldades na identificação dos vários padrões de escoamento e das transições de um padrão para outro, há necessidade de identificar métodos que dêem uma indicação do provável padrão que ocorreria para um conjunto de parâmetros de escoamento. Uma maneira de representar essas várias transições é através dos chamados *mapas de padrão de escoamento*. Os respectivos padrões de escoamento são representados por áreas sobre um gráfico. As coordenadas desses mapas podem ser, as velocidades superficiais das fases (J_L e J_V) ou parâmetros generalizados envolvendo essas velocidades.

O primeiro pesquisador a reconhecer a importância dos padrões de escoamento como ponto de partida para o cálculo da perda de carga e da fração de vazio foi BAKER (1954). Esse pesquisador publicou o mais antigo mapa para escoamento horizontal, desenvolvido a partir de uma base de dados envolvendo ensaios com ar-água e ar-óleo. Esse mapa é mostrado na Fig. 2.8.

BAKER usou os parâmetros $\frac{G_V}{\lambda}$ e $\frac{G_L}{G_V} \cdot \lambda \cdot \psi$ para abscissa e ordenada, respectivamente.

Observa-se que a primeira coordenada é dimensional enquanto a segunda é adimensional. Portanto esse mapa não pode ser usado genericamente, embora essa tenha sido a intenção inicial do autor. Note que λ e ψ são parâmetros adimensionais que consideram a variação das propriedades do fluido. Esses parâmetros tornam-se unitários para o caso padrão correspondendo

à mistura ar-água escoando à pressão atmosférica e temperatura ambiente. BAKER estabeleceu que os limites entre os padrões de escoamento não são linhas mas sim “bandas” sobre as quais a transição ocorre. Variações do mapa de BAKER foram desenvolvidas e amplamente utilizadas, principalmente pela indústria petrolífera.

Figura 2.8 - Mapa de padrões de escoamento desenvolvido por BAKER (1954)

2.3- Escoamento Bifásico.

Este item será desenvolvido abordando inicialmente os modelos de LOCKHART-MARTINELLI e o modelo de WALLIS. O modelo de LOCKHART-MARTINELLI foi desenvolvido na década de 40. Trata-se de um modelo para a determinação do efeito do atrito na perda de carga em escoamento bifásico. Uma das consequências desse modelo é a definição do Parâmetro de MARTINELLI, X_{tt} , parâmetro esse de grande importância no estudo dos escoamentos com mudança de fase. O modelo de WALLIS correlaciona o parâmetro de MARTINELLI com a fração de vazio. Através do desenvolvimento de um modelo simplificado de escoamento em *padrão anular*, mostra-se que o coeficiente de transferência de calor bifásico

pode ser determinado em função do Parâmetro de MARTINELLI, que é a base para o desenvolvimento de uma série de correlações para a determinação do coeficiente de transferência de calor no escoamento bifásico.

2.3.1 - Modelo de LOCKHART-MARTINELLI.

Para a determinação do Efeito do Atrito na Perda de Carga total no escoamento bifásico, LOCKHART & MARTINELLI(1947) introduziram os chamados multiplicadores bifásicos, definidos em termos de L/V e LO/VO :

$$\phi_L^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_B}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_L} \quad (2.26a)$$

$$\phi_V^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_B}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_V} \quad (2.26b)$$

$$\phi_{LO}^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_B}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{LO}} \quad (2.26c)$$

$$\phi_{VO}^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_B}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{VO}} \quad (2.26d)$$

O termo $(dP/dz)_B$ representa o gradiente de pressão no escoamento bifásico, resultante do efeito do atrito. Os termos $(dP/dz)_V$ e $(dP/dz)_L$ são os gradientes de pressão que se verificariam caso o vapor ou o líquido da mistura escoassem isoladamente no mesmo conduto. Já os termos $(dP/dz)_{VO}$ e $(dP/dz)_{LO}$ referem-se aos gradientes de pressão que ocorreriam caso a mistura bifásica escoasse como vapor ou como líquido no mesmo conduto.

LOCKHART & MARTINELLI definiram, então, o parâmetro X como:

$$X^2 = \frac{\phi_V^2}{\phi_L^2} \quad (2.27)$$

no qual as fases podem escoar isoladamente no conduto segundo as seguintes combinações:

tt - turbulento - turbulento

tv - turbulento - laminar

vt - laminar - turbulento

vv - laminar - laminar

No caso em que as duas fases escoem sob um mesmo regime, pode-se escrever:

$$X^2 = \frac{\frac{2.C}{\rho_L} \frac{G_L^{2-n}}{\mu_L^{-n} \cdot D^{n+1}}}{\frac{2.C}{\rho_V} \frac{G_V^{2-n}}{\mu_V^{-n} \cdot D^{n+1}}} = \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{-n} \left(\frac{G_L}{G_V} \right)^{2-n}$$

Para o escoamento turbulento, $n = 0,25$ (Correlação de Blasius) então:

$$X_H = \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0,125} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,875} \quad (2.28)$$

A expressão acima é conhecida como Parâmetro de MARTINELLI. Ela representa a importância relativa das fases na mistura bifásica. Se a quantidade de líquido na mistura for

muito elevada, $X_H \rightarrow \infty$. Por outro lado, quando a quantidade de líquido for reduzida, $X_H \rightarrow 0$.

2.3.2 - Modelo de WALLIS.

O Modelo de WALLIS será utilizado, pois além de amplamente consagrado, é de fácil entendimento. O modelo assume que o escoamento das fases mistura em um duto circular de diâmetro D , é equivalente ao escoamento individual de cada fase em dutos circulares, separados, de diâmetro D_V e D_L respectivamente. Uma representação esquemática da geometria assumida pelo modelo está ilustrado na Fig. 2.9, abaixo.

Figura 2.9 - Modelo de WALLIS.

As hipóteses do modelo de WALLIS, são:

- Escoamento horizontal,
- Não ocorre mudança de fase durante o escoamento,
- A pressão estática da fase gás é igual à pressão estática da fase líquida em cada seção,
- A soma dos volumes das fases é igual ao volume total.

De acordo com as hipóteses apresentadas, o gradiente de pressão em cada um dos dutos individualmente deverá ser o mesmo e igual ao gradiente de pressão no escoamento bifásico. Sendo assim, pode-se escrever:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_B = \frac{2C}{\rho_V} \frac{(m_V/A_V)}{\mu_V^{-n} D_V^{n+1}} = \frac{2C}{\rho_V} \frac{G_V^{2-n}}{\mu_V^{-n} D_V^{n+1}} \left(\frac{A}{A_V}\right)^{2-n}$$

- para o vapor escoando no duto de diâmetro D_V , e

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_B = \frac{2C}{\rho_L} \frac{(m_L/A_L)}{\mu_L^{-n} D_L^{n+1}} = \frac{2C}{\rho_L} \frac{G_L^{2-n}}{\mu_L^{-n} D_L^{n+1}} \left(\frac{A}{A_L}\right)^{2-n}$$

- para o líquido escoando no duto de diâmetro D_L .

- Para o vapor escoando no duto original, a equação será:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_V = \frac{2C}{\rho_V} \frac{G_V^{2-n}}{\mu_V^{-n} D^{n+1}}$$

- Para o líquido escoando no duto original:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_L = \frac{2C}{\rho_L} \frac{G_L^{2-n}}{\mu_L^{-n} D^{n+1}}$$

- Aplicando agora a definição de ϕ_V , tem-se:

$$\phi_V^2 = \frac{(dP/dz)_B}{(dP/dz)_V} = \left(\frac{A}{A_V}\right)^{2-n} \left(\frac{D}{D_V}\right)^{n+1} \quad \text{ou:}$$

$$\frac{1}{\phi_V^2} = \left(\frac{A_V}{A}\right)^{2-n} \left(\frac{D_V}{D}\right)^{n+1}$$

- Da definição de fração de vazio α ,

$$\alpha = \frac{A_V}{A} \quad \text{obtem-se:} \quad \frac{D_V}{D} = \left(\frac{A_V}{A}\right)^{1/2} = \alpha^{1/2}$$

- ou seja,

$$\frac{1}{\phi_V^2} = \alpha^{2-n} \cdot \alpha^{\frac{n+1}{2}} = \alpha^{\frac{5-n}{2}}$$

- Fazendo: $m = \frac{5-n}{2}$

- Conclui-se finalmente que:

$$\frac{1}{\phi_V^2} = \alpha^m \quad (2.29)$$

- Procedendo de forma similar para a fase líquida, resulta:

$$\frac{1}{\phi_L^2} = (1 - \alpha)^m \quad (2.30)$$

- Dividindo-se a Eq. (2.30) pela (2.29) e considerando o mesmo regime de escoamento para as duas fases, encontra-se:

$$X^2 = \frac{\phi_V^2}{\phi_L^2} = \left(\frac{1 - \alpha}{\alpha} \right)^m \quad (2.31)$$

Portanto, o parâmetro de MARTINELLI, representado pela Eq. (2.31) acima, é uma função da fração de vazão (α).

2.3.3 - Transferência de Calor.

2.3.3.1 – Introdução.

Neste item será abordado um modelo simplificado do escoamento bifásico. Neste modelo algumas hipóteses simplificadoras são assumidas, de forma que a contribuição da ebulição nucleada é desprezada. As hipóteses assumidas para o modelo são:

- 1 – Escoamento Anular
- 2 – Todo o calor aplicado na parede do tubo é utilizado integralmente para evaporar o líquido na interface líquido-vapor.
- 3 – A espessura do filme de líquido δ , é suficientemente reduzida.

Figura 2.10 – Modelo para o Escoamento Anular.

Para o escoamento monofásico, ou seja, para o líquido da mistura escoando isoladamente no duto, tem-se:

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (2.32)$$

Para o escoamento Bifásico, ou seja, para o filme líquido escoando junto a parede:

$$Nu_B = C Re_B^m Pr_L^n \quad (2.33)$$

Na Eq. (2.33) $Pr = Pr_L$, uma vez que o líquido é o agente de transferência de calor na parede, de acordo com a hipótese admitida. Dividindo-se a Eq. (2.33) pela Eq. (2.32), resulta:

$$\frac{Nu_B}{Nu} = \left(\frac{Re_B}{Re_L} \right)^m$$

Considerando que:

$$Nu_B = \frac{h_B D_h}{k_L} \quad \text{e} \quad Nu = \frac{h_L D}{k_L}$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico da película aderida a parede, definido como:

$$D_h = \frac{4A_L}{\wp} = \frac{4(\pi D \delta)}{\pi D} = 4\delta$$

então,

$$\left(\frac{h_B}{h_L} \right) \left(\frac{4\delta}{D} \right) = \left(\frac{Re_B}{Re_L} \right)^m$$

ora,

$$Re_L = \frac{J_L D}{\mu_L} = \frac{m_L D}{A \mu_L} = \frac{(G_L A) D}{A \mu_L} = \frac{G_L D}{\mu_L} \quad (2.34)$$

$$Re_B = \frac{J_L D_h}{\mu_L} = \frac{m_L D_h}{A_L \mu_L} = \frac{(G_L A) D_h}{A_L \mu_L} = \frac{G_L 4\delta}{\mu_L} \left(\frac{A}{A_L} \right)$$

como:

$$\frac{A}{A_L} = \frac{D}{4\delta}$$

resulta;

$$\text{Re}_B = \frac{G_L D}{\mu_L} \quad (2.35)$$

Observa-se que a Eq. (2.35) é exatamente igual a Eq. (2.34), ou seja, o número de Reynolds líquido é igual ao número de Reynolds bifásico. Essa igualdade também se observa para os números de Nusselt bifásico e monofásico; assim:

$$\frac{Nu_B}{Nu} = \frac{\frac{h_B D_h}{\mu_L}}{\frac{h_L D}{\mu_L}} = \left(\frac{h_B}{h_L}\right) \left(\frac{D_h}{D}\right) = 1$$

$$\frac{h_B}{h_L} = \frac{D}{D_h} = \frac{D}{4\delta}$$

Da definição de Fração de vazio, α pode-se mostrar que:

$$\frac{A}{A_L} = \frac{1}{(1 - \alpha)}$$

E como já foi mostrado anteriormente que $\frac{A}{A_L} = \frac{D}{4\delta}$, conclui-se:

$$\frac{h_B}{h_L} = \frac{1}{(1 - \alpha)} \quad (2.36)$$

Considerando agora os termos da Eq. (2.31), resulta:

$$\frac{h_B}{h_L} = f(X_u) \quad (2.37)$$

Algumas observações podem ser feitas acerca da relação expressa pela Eq. (2.37) acima. A primeira é que o valor de X_u , como já demonstrado, depende apenas do título e das propriedades de transporte do fluido, estas últimas de fácil obtenção. Como existem correlações

já consagradas que nos permitem determinar o valor do coeficiente de transferência de calor monofásico, h_L , o valor de h_B pode ser facilmente obtido. Por outro lado, esta relação tem se mostrado adequada à correlação de certos resultados experimentais envolvendo a mudança de fase convectiva.

PARTE B

Nesta Parte B será apresentada uma revisão bibliográfica das correlações encontradas na literatura. Tais correlações serão divididas em distintos grupos de acordo com as características apresentadas. Assim, inicialmente serão abordadas as correlações classificadas como Estritamente Convectivas. Logo após serão estudadas as correlações ditas de Superposição de Efeitos e, finalmente, as Estritamente Empíricas. Ao final do exame das correlações de cada grupo de correlações, será feito uma análise e apresentados gráficos que permitam comparações entre elas. Ao final do capítulo, uma correlação de cada grupo será selecionada para permitir uma análise global entre todas as correlações estudadas.

2.3.3.2 - Correlações Estritamente Convectivas.

Utilizando a forma da relação expressa pela Eq. (2.37), foram desenvolvidas algumas correlações para a ebulição convectiva, tanto para tubos horizontais como verticais, assim como para os mais diversos fluidos. Conforme foi mostrado, o desenvolvimento dessas correlações foi feito admitindo-se a hipótese de que o processo de transferência de calor ocorre exclusivamente por evaporação na interface líquido-vapor. Essa hipótese simplifica sobremaneira a correlação que passa a depender do coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico e do parâmetro de MARTINELLI, ou seja, do título e das propriedades de transporte do fluido. Portanto, para o desenvolvimento dessas correlações, são utilizados bancos de dados para a determinação das constantes de ajuste da Equação (2.37).

Como essas correlações dependem do coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico, é interessante esclarecer que, para o cálculo desse coeficiente, alguns autores utilizam h_L enquanto outros, h_{LO} . O primeiro coeficiente está associado ao líquido escoando isoladamente no tubo enquanto que o segundo está associado à mistura escoando como líquido no mesmo conduto. Algumas dessas correlações serão agora examinadas.

2.3.3.2-1 - Correlação de DENGLER & ADDOMS (1956).

Estes pesquisadores trabalharam com água líquida e vapor escoando em tubos de cobre de diâmetro 25 mm. O título usado nos ensaios variou de 0 até 70% e a velocidade mássica de 55 até 1100 $kg/(s\ m^2)$. O fluxo de calor usado foi de 88 até 630 kW/m^2 , enquanto a temperatura variou de $-16,8$ até $6,7\ ^\circ C$. A partir dos resultados experimentais, os autores propuseram a seguinte correlação:

$$\frac{h_B}{h_{LO}} = 3,5(X_u)^{-0,5} \quad (2.38)$$

A Eq. (2.38) é o resultado de uma correlação de resultados experimentais obtidos por DENGLER & ADDOMS sob as condições já relacionadas. A correlação (2.38) é baseada na Equação (2.37) e os dados experimentais permitiram a obtenção das constantes 3,5 e $-0,5$. As condições de ensaio utilizadas são bastantes adversas daquelas da área da refrigeração, principalmente no que tange ao fluxo de calor que é muito elevado em relação ao que se observa nos sistemas convencionais de refrigeração. Da mesma forma, o título no qual foram feitos os ensaios é oposto ao observado nos evaporadores dos sistemas de refrigeração. Enquanto o título usado nos ensaios foi de 0 até 70%, em refrigeração é comum o refrigerante entrar, no evaporador, a 20% e sair do mesmo como vapor saturado ou levemente superaquecido.

Mesmo sem considerar as hipóteses simplificadoras que levaram ao seu desenvolvimento, provavelmente a correlação (2.38) não deve apresentar bons resultados quando aplicada a refrigerantes halogenados, isso porque as condições para as quais foi desenvolvida são bastante diferentes daquelas observadas na área da refrigeração, principalmente: fluido utilizado, fluxo de calor e faixa de título.

2.3.3.2-2 - Correlação de GUERRIERI & TALTY (1956).

No desenvolvimento de sua correlação GUERRIERI & TALTY, utilizaram de um equipamento experimental no qual obtiveram dados para os seguintes fluidos: Ciclohexano, Benzeno, Heptano, Pentano e Metanol. Esses fluidos circularam em tubos verticais de latão de

18,5 e 25 mm submetidos a fluxos de calor que variaram de 6,3 até 54 kW/m², dependendo do fluido ensaiado. Com os dados experimentais obtidos GUERRIERI & TALTY desenvolveram a seguinte correlação:

$$\frac{h_B}{h_L} = 3,4(X_{II})^{-0,45} \quad (2.39)$$

Como pode ser observado, a correlação (2.39) também é baseada na expressão (2.37) e os dados experimentais foram utilizados para a determinação das duas constantes: 3,4 e -0,45.

Para o desenvolvimento desta correlação os autores se utilizaram de fluidos orgânicos e de uma faixa de fluxo de calor mais condizente com aqueles utilizados em refrigeração. É estranho que esses pesquisadores não tenham utilizados em seus ensaios os refrigerantes halogenados. Naturalmente que esses já existiam nessa época, posto que o R-12 foi lançado no mercado em 1931. De qualquer forma as condições de testes e os refrigerantes utilizados são semelhantes aos dos sistemas de refrigeração. Uma restrição que poderia ser imposta é que os ensaios foram realizados com os tubos dispostos verticalmente. Em geral os tubos de um evaporador são dispostos horizontalmente. Essa disposição altera os padrões de escoamento que são estabelecidos durante o escoamento devido ao efeito da gravidade.

2.3.3.2-3 - Correlação de CHADDOCK & NOERAGER (1966).

CHADDOCK & NOERAGER também usaram a forma da Eq. (2.37). Eles utilizaram um ciclo convencional de refrigeração cujo fluido de trabalho foi o R-12 e a temperatura de evaporação foi mantida constante e igual a 8,3 °C, o mesmo acontecendo com o título na entrada da seção de testes que foi mantido em 20%. O fluxo de calor e a velocidade mássica variaram de 2,2 até 11 kW/m² e 100 até 450 kg/(s m²), respectivamente. Correlacionando os dados experimentais obtidos os autores desenvolveram as duas correlações abaixo.

$$\frac{h_B}{h_{LO}} = 3,0(X_{II})^{-2/3} \quad (2.40)$$

$$\frac{h_B}{h_L} = 3,0(X_u)^{-1,0} \quad (2.41)$$

Embora as correlações tenham sido desenvolvidas para o R-12, que, até há bem pouco tempo era um dos mais utilizados em refrigeração, seus autores utilizaram apenas 20 pontos experimentais. Além disso, o desenvolvimento das correlações levou em conta apenas um fluido: o R-12, dessa forma, o desvio máximo proporcionado por essa correlação foi de 20%.

2.3.3.2-4 - Correlação de CHADDOCK & BUZARD (1986).

Para o desenvolvimento desta correlação, os autores utilizaram um equipamento experimental provido de uma seção de testes constituída de um tubo de cobre de 2 metros de comprimento, aquecida eletricamente de forma a proporcionar fluxos de calor entre 1,9 e 23,6 kW/m². A velocidade mássica nos ensaios variou de 45 até 358 kg/(s m²) enquanto o título na entrada da seção de testes foi de 1 até 23%. O refrigerante dos testes foi o R-502. A seguinte correlação foi obtida:

$$\frac{h_B}{h_L} = \left(\frac{0,785}{X_u} \right) (1 + 3,83 X_u^{0,81}) \quad (2.42)$$

A correlação acima também é apresentada com resultado dos testes de um único fluido, o que, sem dúvida, é muito pouco. Além disso, foram utilizados 40 pontos experimentais, o que, sem dúvida, também é muito pouco. A restrição imposta à sua utilização é muito grande. O desvio médio apresentado pela correlação foi da ordem de 35%, consequência do reduzido número de pontos utilizados. Por outro lado, quando $G < 100 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$, que caracteriza o padrão estratificado, não é bem correlacionado pela equação do tipo (2.37). A correlação apresenta uma forma diferente daquelas apresentadas anteriormente. O Termo $(1 + \dots)$ poderia contemplar o limite quando $X_u \rightarrow \infty$, que corresponde a $h_B = h_L$, entretanto essa não parece ter sido a intenção dos autores, tendo em vista a inclusão do termo multiplicativo $(0,785/X_u)$.

2.3.3.2-5 - Correlação de PANEK (1992).

A correlação apresentada a seguir foi desenvolvida por PANEK em seu trabalho de mestrado no Centro de Refrigeração e Ar Condicionado da University of Illinois. Para a obtenção dos dados foi desenvolvido um equipamento experimental com uma seção de testes constituída de um tubo horizontal de cobre de 2,44 metros de comprimento e 12,7 mm de diâmetro interno. Essa seção foi aquecida eletricamente de sorte que o fluxo de calor variou de 5 e 30 kW/m². A velocidade mássica variou de 100 até 500 kg/(s m²), enquanto o título na entrada da seção de testes assumiu valores entre 20 e 60%. Os fluidos ensaiados foram o R-12 e o R-134a. A regressão dos resultados experimentais obtidos proporcionou a seguinte correlação:

$$\frac{h_B}{h_L} = 3,686(X_u)^{-0,563} \quad (2.43)$$

A correlação acima, proporcionou desvios médios de 11,7% para o R-12 e de 8,7% para o R-134a. Esta correlação, embora apresente a mesma forma da expressão (2.37), foi desenvolvida para dois fluidos diferentes e com um maior número de pontos experimentais. Os resultados obtidos são bem melhores do que as demais correlações apresentadas e isso se traduz pelos baixos desvios médios apresentados para os dois refrigerantes ensaiados.

2.3.3.2-6 - Correlação de BANDARRA FILHO (1997).

A correlação proposta por Bandarra Filho foi desenvolvida especificamente para o R-134a. Foram utilizados cerca de 600 pontos experimentais* sob as seguintes condições: velocidade mássica 50 à 500 kg/(s m²); fluxo de calor 3 à 30 kW/m²; título na entrada da seção de testes 5 à 90% e temperatura de evaporação de -20 à 15 °C. Estas condições representam adequadamente aquelas observadas em sistemas de refrigeração. A correlação resultante foi:

$$\frac{h_B}{h_L} = 1 + 3,0(X_u)^{-0,65} \quad (2.44)$$

* Esses pontos foram cedidos pelo ACRC, da University of Illinois-EUA

A correlação acima satisfaz a condição limite segundo a qual $X_{tt} \rightarrow \infty$, que corresponde ao escoamento de líquido na seção do tubo, que implica num valor de (h_B / h_L) igual a unidade. Os desvios máximos proporcionados pela correlação (2.44) foram de 14%. Embora tal correlação tenha sido desenvolvida para condições compatíveis com os sistemas de refrigeração e o número de pontos de dados utilizados tenha sido considerável, é certo que os autores deveriam ter utilizado dados de outros refrigerantes o que, sem dúvida, lhe conferiria maior abrangência.

2.3.3.2-7 – Análise comparativa das Correlações Estritamente Convectivas.

As correlações estritamente convectivas são baseadas na expressão representada pela Equação (2.37). A grande maioria dessas correlações, exceto a de Chaddock & Buzard e a de Bandarra Filho, apresentam a mesma forma. É interessante notar que todos os autores escolheram a mesma forma de exprimir a correlação, resultado do modelo estritamente convectivo expresso pela Eq. (2.37)

Essas correlações foram obtidas de forma empírica, através da correlação dos resultados experimentais levantados pelos próprios autores. Em nenhuma das correlações apresentadas, exceto a proposta por Bandarra Filho, está explícito a preocupação do autor, ou autores, com a condição limite da aplicação da correlação. Assim a condição $X_{tt} \rightarrow \infty$, ou seja: $x = 0$, que significa o escoamento de líquido no tubo e que corresponde a $h_B = h_L$, não é satisfeita por nenhuma das correlações apresentadas, com exceção para Bandarra Filho. Para que isso fosse satisfeito, a forma mais adequada deveria ser:

$$\frac{h_B}{h_L} = 1 + C_1 X_{tt}^{-C_2} \quad (2.45)$$

A correlação (2.45) incorpora portanto, a condição assintótica correspondente a X_{tt} tendendo ao infinito.

A Fig. 2.11 abaixo ilustra o comportamento das correlações estritamente convectivas. Nessa figura é mostrada a variação do coeficiente de transferência de calor em função do título para todas as correlações apresentadas, para condições típicas operacionais. Deve-se ressaltar que, na Fig. 2.11, são mostradas correlações nas quais foi usado o coeficiente de transferência de

calor no escoamento monofásico calculado, seja considerando o líquido da mistura escoando isoladamente (h_L) ou com a mistura escoando como líquido no mesmo conduto (h_{LO}).

Figura 2.11 – Comparação entre as correlações estritamente convectivas para o R-134a, $T_{SAT} = -5\text{ °C}$ e $G = 300\text{ kg/(s m}^2\text{)}$.

Deve-se destacar que há uma grande variação no valor do coeficiente de transferência de calor calculado pelas diferentes correlações, principalmente na região de títulos elevados. As correlações de DENGLER&ADDOMS (Eq.2.38) e a de CHADDOCK&NOERAGER (Eq.2.40) são as que apresentam os maiores valores para o h_B na região de títulos elevados. Nessas correlações, o coeficiente de transferência de calor monofásico foi calculado considerando que a mistura escoava como líquido no conduto. Dessa forma o Número de Reynolds não é corrigido pelo fator $(1-x)$. Assim, à medida que o título aumenta, o valor h_B aumenta significativamente, uma vez que o fator $(1-x)$ não está sendo aplicado. Além disso, as duas correlações foram desenvolvidas para apenas um fluido, sendo que a de DENGLER&ADDOMS foi desenvolvida com base em um banco de dados obtido para a água com fluxo de calor elevado, como já citado.

A correlação de CHADDOCK&NOERAGER (Eq.2.41) também apresenta valores elevados na região de títulos elevados, com valores da mesma ordem da correlação de DENGLER&ADDOMS. Essa correlação, conforme já foi comentado, foi desenvolvida com base em um número reduzido de dados experimentais para apenas um fluido e apresentou um desvio médio elevado. Dessa forma, o comportamento apresentado por essa correlação provavelmente está associado aos dados experimentais levantados. As demais correlações

apresentam um comportamento semelhante. Na região de títulos reduzidos, o valor do coeficiente de transferência de calor apresenta um crescimento muito discreto. Essa tendência de crescimento persiste até que o título alcance valores entre 50 e 60%. A partir dessa região, a maioria delas apresenta uma tendência de queda. A correlação de CHADDOCK&BUZARD (Eq.2.42) é a única que apresenta uma tendência de crescimento contínuo com o título. Essa correlação foi desenvolvida para o R-502, apresentando uma forma diferente das demais correlações. Essa forma, aliada à tendência dos dados experimentais obtidos, explicam o comportamento apresentado pela correlação de CHADDOCK&BUZARD.

2.3.3.3 - Correlações baseadas na Superposição de Efeitos.

Os modelos acima mencionados estão relacionados a mudança de fase convectiva, que designa a vaporização do fluido sem a presença de bolhas; essa foi a premissa para o desenvolvimento desses modelos. A mudança de fase estritamente convectiva é característica dos padrões de fase não dispersa como o anular e o estratificado. É necessária, pois, uma abordagem mais geral do problema, ou seja: é preciso incluir os efeitos da Ebulição Nucleada além dos efeitos Convectivos. Os modelos que serão examinados a seguir tratam desse problema. Alguns dos modelos apresentados abordam o problema considerando os dois efeitos como simplesmente aditivos, enquanto, outros consideram uma não linearidade nos dois mecanismos de transferência de calor.

2.3.3.3-1 – Correlação de CHEN (1966).

CHEN propôs uma das primeiras correlações de uso geral para escoamento de líquidos com mudança de fase na qual se assumiu uma superposição linear dos efeitos de mudança de fase estritamente convectiva com os da Ebulição Nucleada. Ele se baseou em um estudo anterior de ROHSENOW (1952), que inicialmente sugeriu que a transferência de calor associando ebulição convectiva e nucleada poderia ser aditivo. Essa correlação foi escrita da seguinte forma:

$$h_B = h_{EC,C} + h_{EN,C} \quad (2.46)$$

Em seu modelo, CHEN propôs avaliar $h_{EC,C}$ por uma equação do tipo DITTUS & BOELTER (1930), para escoamento monofásico, isto é:

$$h_{EC,C} = 0,023 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,4} \cdot \left(\frac{k_B}{D} \right) \quad (2.47)$$

na qual a condutividade térmica e o Número de Prandtl são valores efetivamente associados à mistura bifásica. Entretanto como na mudança de fase convectiva o calor é transferido ao filme líquido, tanto no escoamento anular como no estratificado, esses parâmetros podem ser associados aos seus correspondentes líquidos, assim:

$$k_B = k_L \quad \text{e,}$$

$$Pr_B = Pr_L$$

CHEN, então definiu um parâmetro F_C de forma que:

$$F_C = \left(\frac{Re_B}{Re_L} \right)^{0,8} \quad (2.48)$$

e a Eq. (2.47) pode ser reescrita como:

$$h_{EC,L} = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot \left(\frac{k_L}{D} \right) \cdot F_C \quad (2.49)$$

onde F_C é uma relação entre parâmetros de fluxo e, a exemplo das correlações estritamente convectiva, é expresso em termos do Parâmetro de MARTINELLI, X_{tt} . A Eq. (2.49) é, na realidade, uma forma de correlação estritamente convectiva. A partir de dados experimentais, usando processos iterativos, CHEN determinou valores para a função F_C . Esses valores foram

apresentados graficamente em função do recíproco do parâmetro de MARTINELLI. Mais tarde, em 1972, COLLIER propôs as seguintes expressões para a função F_C :

$$F_C = 1 \quad ; \quad \frac{1}{X_u} \leq 0,1$$

$$F_C = 2,35 \left[\frac{1}{X_u} + 0,213 \right]^{0,731} \quad ; \quad \frac{1}{X_u} > 0,$$

CHEN escolheu a correlação de FOSTER & ZUBER (1955) para representar os efeitos da Ebulição Nucleada, dada por:

$$h_{EN} = 0,00122 \left[\frac{k_L^{0,79} c_{p_L}^{0,45} \rho_L^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_L^{0,29} i_{LV}^{0,24} \rho_V^{0,24}} \right] (\Delta P_{SAT})^{0,75} (\Delta T_{SAT})^{0,24} \quad (2.50)$$

Esta correlação, entretanto, foi desenvolvida para a ebulição nucleada em piscina onde os gradientes normais de temperatura não são tão pronunciados como no caso do escoamento do fluido ao longo da parede aquecida. Além disso, o modelo de FOSTER&ZUBER envolve um mecanismo físico associado ao crescimento de bolhas, para o qual foi utilizada uma correlação válida para líquido com temperatura uniforme. Assim, CHEN propôs o uso de um superaquecimento efetivo médio do líquido (ΔT_{EF}) ao invés do superaquecimento da parede (ΔT_{SAT}), tendo introduzido um parâmetro S_C , denominado *Fator de Supressão*, definido como:

$$S_C = \left(\frac{\Delta T_{EF}}{\Delta T_{SAT}} \right) \quad (2.51)$$

Usando a definição de ΔT_{EF} e a Equação de Clausius-Clapeyron, CHEN demonstrou que:

$$S_C = \left(\frac{\Delta T_{EF}}{\Delta T_{SAT}} \right)^{0,99} = \left(\frac{\Delta P_{EF}}{\Delta P_{SAT}} \right)^{0,75} \left(\frac{\Delta T_{EF}}{\Delta T_{SAT}} \right)^{0,24} \quad (2.52)$$

Assim sendo, se na Eq.(2.50) de FOSTER& ZUBER fossem utilizados ΔT_{EF} e ΔP_{EF} , a introdução do Fator de Supressão S_C , transformaria aquela equação para a seguinte forma:

$$h_{EN,C} = 0,00122 \left[\frac{k_L^{0,79} c p_L^{0,45} \rho_L^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_L^{0,29} i_{LV}^{0,24} \rho_V^{0,24}} \right] (\Delta P_{SAT})^{0,75} (\Delta T_{SAT})^{0,24} S_C \quad (2.53)$$

À medida que a vazão aumenta, o gradiente de temperatura junto à parede torna-se mais pronunciado, o que dificulta a nucleação de bolhas. Nessas condições, S_C deveria assumir valores reduzidos. Por outro lado, quando a vazão diminui, S_C tende à unidade. Uma expressão para S_C foi determinada empiricamente, a partir de resultados experimentais, usando um processo iterativo. Valores para S_C foram apresentados, inicialmente em um gráfico, em função do número de Reynolds bifásico. Mais tarde, COLLIER (1972) propôs a seguinte expressão para S_C :

$$S_C = \frac{1}{1 + 2,56 \cdot 10^{-6} \text{Re}_L^{1,17}} \quad (2.54)$$

No desenvolvimento de sua correlação, CHEN utilizou cerca de 600 dados experimentais de seis autores diferentes. A maioria absoluta desses dados foi levantada para a água, em escoamento vertical. Somente os dados de um autor foram obtidos para fluidos orgânicos. A correlação apresentou um desvio médio de 12% entre os valores calculados e medidos. Entretanto, os dados desses fluidos orgânicos foram obtidos com títulos muito reduzidos: 1 até 12%. Relativamente aos sistemas de refrigeração, essas condições são inadequadas. Além disso, os evaporadores tem seus tubos dispostos horizontalmente ao contrário do observado na maioria dos testes realizados. Pelo que foi acima exposto, observa-se que a correlação de CHEN, em princípio, parece inadequada para a mudança de fase dos refrigerantes hlogenados em tubos horizontais. De acordo com ROSS et al.(1987), enquanto na indústria nuclear essa correlação tem sido usada com sucesso, nas aplicações frigoríficas, seus resultados não são satisfatórios.

2.3.3.3-2 – Correlação de GUNGOR & WINTERTON (1986).

GUNGOR & WINTERTON propuseram uma correlação para escoamento no interior de tubos horizontais e verticais. Trata-se de uma versão “aperfeiçoada” da correlação de CHEN e foi desenvolvida para água, refrigerantes e etileno-glicol. Sua forma generalizada é a seguinte:

$$h_B = F_{GW} h_L + S_{GW} h_{EN} \quad (2.55)$$

Observa-se que, da mesma forma que na correlação desenvolvida anteriormente, o primeiro termo do lado direito da Eq. (2.55) representa uma correlação estritamente convectiva. Da mesma forma que CHEN, GUNGOR & WINTERTON propuseram avaliar h_L pela correlação de DITTUS & BOELTER. Um fator F_{GW} , de intensificação de transferência de calor na ebulição convectiva é também usado. No modelo de CHEN, esse fator é uma função exclusiva do parâmetro de MARTINELLI. No presente caso, com base nos dados experimentais disponíveis, verificou-se que, para velocidades mássicas reduzidas, havia uma significativa influência do fluxo de calor na mudança de fase convectiva. Esse fato não foi considerado na correlação de CHEN, que trabalhou com dados obtidos a vazões mais elevadas, para as quais o efeito do fluxo de calor não era tão evidente. Para contemplar esse efeito GUNGOR & WINTERTON propuseram calcular o fator F_{GW} por uma relação do tipo:

$$F_{GW} = f(X_u, Bo) \quad (2.56)$$

onde Bo é um número adimensional conhecido como Número de Ebulição, definido como:

$$Bo = \frac{\phi}{G j_{LV}} \quad (2.57)$$

Com base num extenso banco de dados, os autores obtiveram a seguinte expressão para F_{GW} :

$$F_{GW} = 1 + 24000 Bo^{1,16} + 1,37 X_u^{-0,86} \quad (2.58)$$

A expressão acima foi obtida envolvendo dados para: água, etilenoglicol, R-11, R-12, R-22, R-113 e R-114. Nos escoamentos horizontais, à baixas vazões, ocorre a estratificação do

escoamento devido aos os efeitos da gravidade. Assim, o fator F_{GW} deve ser corrigido pelo fator F_2 , sempre que o número de Froude for inferior a 0,05, de tal forma que:

$$F_2 = Fr^{(0,1-2Fr)} \quad (2.59)$$

O número de Froude é definido da seguinte forma:

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_L^2 g D} \quad (2.60)$$

O segundo termo do lado direito da Eq.(2.55) trata dos efeitos da Ebulição Nucleada. A exemplo da correlação de CHEN, os autores usaram um fator de supressão S_{GW} . GUNGOR& WINTERTON propuseram uma forma algo mais complexa para esse fator, sendo o mesmo escrito em termos de F_{GW} , e do número de Reynolds, de tal sorte que:

$$S_{GW} = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} F_{GW}^2 Re_L^{1,17}} \quad (2.61)$$

A expressão acima foi obtida correlacionando os dados experimentais dos mesmos fluidos citados anteriormente. O valor de S_{GW} deve também ser corrigido no caso de escoamentos horizontais em que o número de Froude seja inferior a 0,05. O fator de correção S_2 , é dado por:

$$S_2 = \sqrt{Fr} \quad (2.62)$$

Para o termo de ebulição nucleada, h_{EN} , os autores usaram a correlação de COOPER (1982), que associa simplicidade e precisão e cuja forma simplificada é a seguinte:

$$h_{EN} = 55 P_{red}^{0,12} (-\log P_{red})^{-0,55} M^{-0,5} \phi^{0,67} \quad (2.63)$$

A correlação de GUNGOR&WINTERTON foi desenvolvida com base em um banco de dados de mais de 4300 pontos, para cinco refrigerantes de uso corrente em sistemas de refrigeração além da água e do etilenoglicol. Tais dados envolvem resultados obtidos para escoamentos verticais e horizontais em tubos de diâmetros internos de 3 até 30 mm. Além disso, os títulos

observados nos experimentos realizados variaram entre 0 e 99%. Observou-se um desvio médio de 21,4% entre os coeficientes de transferência de calor calculado pela correlação proposta e os medidos experimentalmente. Embora a equação final proposta por GUNGOR&WINTERTON não tenha sido testada para todo o banco de dados disponível, ela representa um avanço muito grande em relação a correlação de CHEN, visto ser o banco de dados usado, muito mais representativo, tanto quantitativa como qualitativamente.

2.3.3.3-3 – Correlação de LIU & WINTERTON (1991).

LIU& WINTERTON apresentaram uma nova correlação para determinação do coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva no interior de tubos horizontais, verticais e espaços anulares. Para o desenvolvimento desse modelo, os autores usam o mesmo postulado básico de CHEN, segundo o qual os mecanismos convectivos e de ebulição nucleada desempenham um importante papel no escoamento com mudança de fase. Entretanto, questionam a superposição linear desses mecanismos. Os autores citam um estudo apresentado anteriormente por GUNGOR & WINTERTON(1987) no qual foi mostrado que o coeficiente de transferência de calor é superestimado nas regiões de alto título e subestimado nas de título reduzido. Isso, segundo esses autores, seria uma indicação que a superposição linear não é adequada. Nas regiões de título elevado, embora com vazões relativamente pequenas, as velocidades das fases são muito elevadas e, portanto, um significativo aumento no processo de transferência de calor por convecção deve ser esperado. Portanto, o mecanismo de ebulição nucleada poderia ter sido suprimido a títulos menores do que os previstos por CHEN. O método da superposição não-linear, proposto por KUTATELADZE (1961) foi, então, utilizado.

$$h_B^2 = (F_{LW} h_{LO})^2 + (S_{LW} h_{EN})^2 \quad (2.64)$$

O coeficiente de transferência de calor monofásico, h_{LO} , é avaliado através da correlação de DITTUS-BOELTER, porém aplicado à mistura bifásica escoando como líquido no duto. Para o cálculo do fator de intensificação foram feitas as seguintes considerações: Ao contrário do que acontece no escoamento monofásico, no caso do escoamento bifásico, os perfis de velocidade e temperatura são bastante distintos. Para a evaporação saturada, a temperatura do seio líquido está muito próxima da temperatura de saturação, portanto diferenças de temperatura estão confinadas a pequenas regiões próximas à parede. Diferenças de velocidade, pelo contrário, são observadas

ao longo da seção transversal do tubo. Dessa forma, relativamente ao escoamento monofásico, os gradientes de temperatura próximos à parede tornam-se muito importantes e é razoável esperar que haja uma forte influência do número de Prandtl. Para a determinação de F_{LW} os autores incluíram ainda o título baseados na observação que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o título, nessa região. Assim foi proposta a seguinte equação para o cálculo do fator F_{LW} :

$$F_{LW} = \left[1 + x \text{Pr}_L \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0,35} \quad (2.65)$$

Em relação ao termo referente à ebulição nucleada, os autores usaram o mesmo princípio daquele de GUNGOR&WINTERTON. Entretanto, como trabalharam com um banco de dados diferente, as constantes do fator de supressão encontradas também foram diferentes. Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para ebulição nucleada, os autores propuseram a correlação de COOPER, definida pela Eq.(2.63). A expressão proposta para o fator de supressão foi a seguinte:

$$S_{LW} = \frac{1}{1 + 0,055 F_{LW}^{0,1} \text{Re}_{LO}^{0,16}} \quad (2.66)$$

É interessante observar que S_{LW} é dado em termos de Re_{LO} ao invés de Re_L conforme proposto por GUNGOR&WINTERTON. A diferença entre os dois termos foi abordada anteriormente.

Da mesma forma que na correlação de GONGOR&WINTERTON, se o tubo for horizontal e o número de Froude for menor que 0,05, os termos convectivo e de ebulição nucleada da Eq.(2.64), devem ser corrigidos pelos fatores definidos nas equações (2.59) e (2.62), respectivamente. O propósito é corrigir os efeitos da ação da gravidade associados aos escoamentos com baixas vazões.

2.3.3.3-4 – Correlação de JUNG & RADERMACHER (1991).

JUNG&RADERMACHER fizeram um interessante estudo sobre o coeficiente de transferência de calor de refrigerantes halogenados mudando de fase no interior de tubos. Eles utilizaram uma correlação desenvolvida anteriormente por JUNG et al.(1989). Foram usados cerca de 3000 pontos experimentais envolvendo os seguintes fluidos: R-22, R-114, R-12 e R-152a e suas misturas. Esses dados foram obtidos usando uma seção de testes de tubo de aço

inoxidável de 8 m de comprimento e diâmetro interno de 9,1 mm. O título na saída variou de 40 a 95%. As faixas de fluxo de calor e velocidade mássica foram: 10 a 45 kW/m² e 250 a 720 kg/(s m²), respectivamente. Em 1991, novos resultados foram obtidos para outros refrigerantes mas em condições semelhantes às anteriores. No total, 13 refrigerantes halogenados foram ensaiados. A correlação proposta é baseada no modelo de CHEN. Os resultados mostraram que a ebulição nucleada era completamente suprimida quando o título alcançava valores acima de 20% para todos os refrigerantes. Duas regiões distintas foram levantadas para títulos superiores a 10%: numa primeira região de ebulição parcial, o coeficiente de transferência de calor é fortemente dependente do fluxo de calor. Por outro lado, esse coeficiente torna-se independente do fluxo de calor na região de ebulição estritamente convectiva, que se estende desde títulos da ordem de 20% até 90%. Assim, na região convectiva, as linhas representativas do coeficiente de transferência de calor a vários fluxos de calor colapsam em uma única linha, indicando que este coeficiente passa a depender apenas do título e da velocidade mássica. A correlação proposta apresenta a seguinte forma geral:

$$h_B = F_{JR} h_L + S_{JR} h_{SA} \quad (2.67)$$

O coeficiente de transferência de calor para o escoamento monofásico é o mesmo da correlação de CHEN, o mesmo ocorrendo com o fator de intensificação, caracterizado por ser uma função exclusiva do parâmetro de MARTINELLI. Através de uma análise de regressão de resultados experimentais, os autores propuseram a seguinte expressão para o fator de intensificação:

$$F_{JR} = 2,37 \left[0,29 + \frac{1}{X_u} \right]^{0,85} \quad (2.68)$$

Para o termo referente a ebulição nucleada, JUNG&RADERMACHER propuseram algumas alterações em relação ao modelo de CHEN. Baseados em observações que mostravam uma forte influencia do fluxo de calor sobre o coeficiente nas regiões de título reduzido Assim, os autores concluíram que o fator de supressão deveria ser expresso em termos do título, do fluxo de calor e da velocidade mássica, sendo, em consequência, representado na forma adimensional pelos grupos: parâmetro de MARTINELLI e Número de Ebulição, assumindo as seguintes expressões:

$$S_{JR} = 4048 X_u^{1,22} Bo^{1,33} \quad , \quad X_u \leq 1 \quad (2.69)$$

$$S_{JR} = 2,0 - 0,1 X_u^{-0,28} Bo^{-0,33} \quad , \quad 1 < X_u \leq 5 \quad (2.70)$$

A outra mudança proposta foi a substituição da correlação de FOSTER&ZUBER pela de STEPHAN&ABDELSALAM para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada. Essa decisão foi tomada baseada no fato de que a segunda correlação proporcionava erros muito menores do que a de FOSTER&ZUBER, usada por CHEN. A correlação de STEPHAN& ABDELSALAM é representada pela seguinte expressão:

$$h_{sa} = 207 \frac{k_L}{D_b} \left[\frac{\phi D_b}{k_L T_{sat}} \right]^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0,581} Pr_L^{0,533} \quad (2.71)$$

onde:

$$D_b = 0,0146 \beta [2\sigma / (g(\rho_L - \rho_v))]^{0,5} \quad \text{e } \beta = 35^\circ$$

O desvio médio apresentado pela presente correlação foi de 7,2%, considerando os dados experimentais de 13 refrigerantes na condições de evaporação já descritas. JUNG & RADERMACHER compararam os resultados obtidos pela correlação representada pela Eq.(2.67) com os dados experimentais obtidos por ECKELS & PATE (1990), que ensaiaram os refrigerantes R-12 e R-134a. ECKELS & PATE trabalharam com temperaturas de evaporação variando entre 5 °C e 15 °C e títulos entre 10 e 90 % respectivamente. Os resultados mostraram a correlação representada pela Eq. (2.71) apresentava desvios médios entre 7 e 8% com relação aos dados experimentais de ECKELS & PATE. Este desvio, entretanto, está dentro da faixa de incerteza da correlação, segundo os autores.

A correlação representada pela expressão (2.67) foi desenvolvida com base em um banco de dados exclusivamente de refrigerantes halogenados, obedecendo o mesmo princípio de superposição de efeitos proposto por CHEN. Apresenta, entretanto, algumas alterações, como a correlação de STEPHAN & ABDELSALAM para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada. É interessante notar, ainda, que, ao contrário dos demais autores, a correlação proposta por JUNG & RADERMACHER não contempla os efeitos de inércia, representados normalmente pelo número de Reynolds, no fator de supressão. JUNG & RADERMACHER, por outro lado, introduzem o parâmetro de MARTINELLI e o número de Ebulição. Este enfatiza a dependência do coeficiente em relação ao fluxo de calor na região de baixos títulos e depende explicitamente de G , associado aos efeitos de inércia. A correlação de JUNG & RADERMACHER não incorpora explicitamente os efeitos de gravidade, importantes em padrões estratificados e adequadamente caracterizados pelo número de Froude. Isso foi

motivado, provavelmente, porque os ensaios foram realizados com velocidades mássicas que proporcionaram o padrão anular no qual os efeitos de gravidade são atenuados.

2.3.3.3-5 – Correlação de STEINER & TABOREK (1992).

O modelo aqui proposto foi baseado no princípio de superposição de efeitos. A superposição não-linear foi proposta envolvendo um expoente obtido por regressão, tendo sido usado um banco de dados de cerca de 13 mil pontos experimentais, para diversos fluidos: criogênicos e não-criogênicos. Todos os dados foram obtidos para escoamento vertical. A correlação proposta por STEINER & TABOREK é representada pela seguinte expressão:

$$h_B = \left[(h_{EN,O} S_{ST})^3 + (h_{LO} F_{ST})^3 \right]^{1/3} \quad (2.72)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico, os autores optaram pela correlação de DITTUS-BOELTER, para a mistura escoando como líquido no mesmo conduto. Isso contraria alguns modelos. Para a determinação do fator de intensificação F_{ST} , os autores fizeram uma análise dos dados disponíveis e obtiveram uma expressão em função do título e da relação (ρ_L / ρ_V) . Embora, nesse caso, alguns modelos usem o parâmetro de MARTINELLI, que inclui ainda a relação entre viscosidades, os autores acharam mais conveniente usar o título e a relação (ρ_L / ρ_V) , já que, assim, poderiam ajustar de forma independente os expoentes dos dois termos. A seguinte expressão foi obtida para F_{ST} :

$$F_{ST} = \left[(1-x)^{1,5} + 1,9x^{0,6} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,35} \right]^{1,1} \quad (2.73)$$

Como a expressão acima foi obtida para equipamentos industriais, como termosifões, geradores de vapor e equipamentos similares, onde o título é limitado a um valor crítico, que, em geral, se situa em torno de 50%, a expressão acima é válida para títulos de até 60%. Para títulos maiores, a expressão deve ser corrigida.

O termo correspondente a contribuição da ebulição nucleada na Eq. (2.72) foi baseado no coeficiente de ebulição nucleada, a valores normalizados de fluxo de calor e pressão reduzida: $h_{EN,O}$. Esse coeficiente foi corrigido pelo fator S_{ST} , para considerar os efeitos de escoamento e da geometria de tubo. De acordo com os autores, o uso de parâmetros normalizados permite a formulação de termos adimensionais, que contribuem para uma melhor precisão do método. Os valores desses parâmetros normalizados para ebulição são: pressão

reduzida, $p_{r,o}=0,1$; rugosidade normalizada da parede, $R_{a,o}=1 \mu m$; fluxo da calor normalizado, ϕ_o : valores tabelados para os seguintes grupos de fluidos: 1) Inorgânicos, 2) Orgânicos e 3) Criogênicos. Os valores de (apenas para Ebulição Convectiva) ϕ_o foram determinados a partir das seguintes considerações: a) Ebulição nucleada completamente desenvolvida; b) O valor de ϕ deve ser menor que ϕ_{cri} , para o título zero. S_{ST} , pode ser determinado pela seguinte expressão:

$$S_{ST} = F(P_{red}) \left[\frac{\phi}{\phi_o} \right]^{nf(pr)} \left[\frac{d}{d_o} \right]^{-0,4} \left[\frac{R_a}{R_{a,o}} \right]^{0,133} F(M) \quad (2.74)$$

Os parâmetros com subscrito “o” são normalizados. O fator de correção residual $F(M)$ foi incluído na Eq. (2.74) para ajustar a correlação aos dados experimentais, função explícita da massa molecular do fluido. $F(P_{red})$ representa um fator de correção para a pressão reduzida. No termo correspondente à contribuição da ebulição nucleada não foram incluídos parâmetros que considerassem efeitos da velocidade mássica e do título, em virtude de não terem sido encontradas evidências dos efeitos desses parâmetros.

A correlação apresentou desvio médio de 9,6% em relação aos dados experimentais do Etanol, de 19,1% para os dados do R-12 e 15,7% para os dados da Amônia, enquanto outras correlações, como as de CHEN e GUNGOR & WINTERTON, apresentam desvios médios maiores.

A correlação proposta por STEINER & TABOREK apresenta inovações apenas no que se refere à avaliação do efeito da ebulição nucleada. Embora esse termo seja apresentado da mesma forma à das demais correlações, ou seja, um coeficiente de ebulição nucleada corrigido por um fator S, o cálculo dos parâmetros individuais desses termos é feito de forma diferente das demais correlações, como visto anteriormente. Os termos adimensionais, resultantes da normalização de alguns parâmetros, tornam o método mais preciso, de acordo com os autores. Essa normalização, entretanto, torna o modelo de difícil aplicação já que muitos parâmetros são tabelados. Além disso, os dados experimentais que serviram de referência foram obtidos em escoamentos verticais, o que não acontece nos evaporadores dos sistemas de refrigeração, nos quais os tubos estão dispostos horizontalmente.

2.3.3.3-6 – Correlação de WATTELET (1994).

WATTELET desenvolveu uma correlação com base na superposição de efeitos de acordo com o modelo assintótico de KUTATELADZE. A correlação tomou por base resultados experimentais envolvendo os seguintes refrigerantes: R-12, R-134a, R-22 e misturas de R-32/R-125. Os ensaios foram divididos em dois grupos: de baixa e alta velocidade mássica, com o propósito de caracterizar o padrão estratificado (típico do primeiro grupo) e o anular (segundo). Os seguintes parâmetros operacionais foram estabelecidos:

- a) Baixa velocidade mássica
 - Velocidade mássica: 25 a 100 kg/(s m²)
 - Fluxo de calor: 2 a 10 kW/m²
 - Título: 10 a 90 %
 - Tsat: -20 a 5 °C
 - Diâmetro interno do tubo: 7,03 e 10,23 mm
 - Refrigerantes: R-12 e R-134a
- b) Alta Velocidade mássica
 - Velocidade mássica: 100 a 700 kg/(s m²)
 - Fluxo de calor: 3,2 a 32 kW/m²
 - Título: 5 a 95 %
 - Tsat: -10 a 15 °C
 - Diâmetro interno do tubo: 7,03; 10,23 e 10,92 mm
 - Refrigerantes: R-12; R-22 e R-134a

Os ensaios foram realizados em tubos de cobre de 2,4 m de comprimento, dispostos horizontalmente, com aquecimento através de resistências elétricas. Através de uma análise de regressão dos dados experimentais obtidos, foi desenvolvida a seguinte expressão:

$$h_B = [h_{EC}^{2,5} + h_{EN}^{2,5}]^{1/2,5} \quad (2.75)$$

Contrariando os modelos anteriores, WATTELET não utilizou um fator de supressão de bolhas. Para representar os efeitos de ebulição nucleada foi escolhida a correlação de COOPER, Eq.(2.63).

$$h_{EN} = 55 P_{red}^{0,12} (-\log P_{red})^{-0,55} M^{-0,5} \phi^{0,67} \quad (2.63)$$

Para o termo referente à ebulição convectiva, WATTELET usou uma forma modificada da correlação de CHEN, de forma que os valores calculados fossem de 10 a 30% maiores que os encontrados por aquele autor, já que aquela correlação tende a subestimar os coeficientes de transferência de calor para a ebulição convectiva. A forma escolhida lembra a aquela das correlações estritamente convectivas. Para a avaliação do coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico foi escolhida a correlação de DITTUS-BOELTER. Ao termo, foi incorporado o fator R , tal que $R=R(Fr)$, que contempla o padrão estratificado, característico das operações com velocidades mássicas reduzidas. Os efeitos convectivos foram assim avaliados:

$$h_{EC} = F_W h_L R_W \quad (2.76)$$

onde:

$$F_W = 1 + 1,925 X_u^{-0,83}$$

$$R_W = 1,32 Fr_L^{0,2}; \quad Fr < 0,25$$

$$R_W = 1; \quad Fr \geq 0,25$$

Os resultados proporcionados pela correlação apresentaram um desvio médio entre 6,6 e 7,6%, dependendo do refrigerante usado e do padrão de escoamento, em relação aos dados experimentais. A correlação proposta por WATTELET foi desenvolvida tendo por base um banco de dados composto exclusivamente de refrigerantes halogenados. Um ponto questionável na presente correlação é o cálculo do termo referente à ebulição nucleada, que não inclui o fator de supressão de bolhas. Nas demais correlação, o autor procura introduzir o título ou expressão que contenha esse parâmetro, assim, à medida que o título aumenta, o efeito da ebulição nucleada vai sendo reduzido progressivamente, o que é consistente fisicamente. O termo convectivo da correlação de WATTELET foi desenvolvido de forma que o valor calculado fosse até 30% maior que o calculado pela correlação de CHEN, apresentando um crescimento acentuado com o título em relação as demais correlações, o que acaba por compensar o fato de h_{EN} permanecer constante ao longo do evaporador.

2.3.3.3-7 – Análise Comparativa das Correlações de Superposição de Efeitos.

As correlações resultantes da superposição de efeitos, apresentadas no item anterior, são expressas matematicamente de uma mesma forma: um primeiro termo representando os efeitos de ebulição convectiva e um segundo termo representativo dos mecanismos de ebulição nucleada. Dentre os modelos apresentados, alguns pressupõem que esses mecanismos são linearmente superpostos. Outros entretanto, sugerem que esses mecanismos obedecem uma superposição não-linear desses efeitos. Nesse caso, quando o expoente assume valores muito elevados, o coeficiente calculado se aproxima do maior dos dois componentes, daí o modelo ser conhecido como “assintótico”.

A cada um dos termos do lado direito da correlação está associado um fator de correção. O fator de intensificação F , corresponde à relação h_B/h_L , das correlações estritamente convectivas. A maioria das correlações apresenta esse fator como uma função exclusiva do parâmetro de MARTINELLI, baseado no que foi mostrado no item 2.3.3. Outros modelos apresentam o fator F como uma função do título, x e da relação (ρ_L / ρ_V) . A diferença é que os efeitos da viscosidade não são representados. Entretanto, no parâmetro de MARTINELLI, a relação entre viscosidades é elevada a potência 0,1; o que faz com que os efeitos da viscosidade sejam muito fracos. Além disso, no caso de se trabalhar com o título e com a relação (ρ_L / ρ_V) , pode-se ajustar, de forma independente, os expoentes dos dois termos correlacionando o banco de dados. No desenvolvimento de sua correlação, GUNGOR & WINTERTON incluíram, além do parâmetro de MARTINELLI, o número de ebulição, Bo . Esses autores identificaram uma forte dependência do fluxo de calor, em escoamentos a baixas vazões, no mecanismo de transferência de calor em ebulição convectiva. No cálculo de F , a correlação proposta por LIU & WINTERTON, incorpora o número de Prandtl, para representar o incremento no coeficiente de transferência de calor quando esse adimensional assume valores maiores que a unidade.

O fator de supressão de bolhas, S , na maioria das correlações, é inversamente proporcional ao número de Reynolds. Como esse adimensional está associado à vazão, significa que à medida que a vazão aumenta, o fator S tende a diminuir. A expressão assim escrita é fisicamente consistente uma vez que, no padrão anular, à medida que o título aumenta, a espessura do filme líquido junto a parede tende a diminuir, inibindo a formação de bolhas. No desenvolvimento da correlação de JUNG & RADERMACHER, o fator de supressão de bolhas

foi calculado em função do parâmetro de MARTINELLI e do número de ebulição. Esse modelo contempla os efeitos do fluxo de calor e da velocidade mássica na região de títulos reduzidos. Curiosamente, a correlação de WATTELET não apresenta o fator de supressão, ou seja, o termo referente à ebulição nucleada permanece constante ao longo da seção de testes. Isso significa que esse autor não identificou nenhum parâmetro operacional que afetasse o mecanismo de transferência de calor na ebulição nucleada, contrariando a opinião geral dominante.

A Fig.2.12 ilustra o comportamento das correlações de Superposição de Efeitos, para as condições especificadas na legenda. A figura mostra a variação do coeficiente de transferência de calor em função do título para as correlações apresentadas anteriormente. Como no caso anterior, nota-se uma significativa variação no valor do coeficiente de transferência de calor calculado pelas diversas correlações. As correlações deste grupo, exceto a de JUNG& RADERMACHER, apresentam comportamento muito semelhante entre si, com o coeficiente de transferência de calor aumentando com o título. A taxa de crescimento, entretanto, varia de uma correlação para outra. A secagem da parede fica evidente pela tendência de diminuição do coeficiente na região de títulos elevados. O ponto de secagem também varia de um autor para outro mas situa-se em torno de $x=80\%$.

A correlação de CHEN se destaca entre as demais por apresentar valores menores que as outras ao longo de todo o evaporador. Essa correlação foi desenvolvida com base em um banco de dados para água, e alguns fluidos orgânicos, em escoamento vertical. Isso talvez explique esses baixos valores, em relação às demais. As correlações de WATTELET e a de LIU& WINTERTON apresentam valores muito próximos para o coeficiente de transferência de calor. Essas duas correlações representam o modelo assintótico no qual o coeficiente de transferência de calor final calculado, assume valores próximos ao maior dos dois componentes, ebulição nucleada ou convectivo. Embora as duas correlações tenham sido desenvolvidas com base em bancos de dados semelhantes mas sob condições distintas, esses resultados demonstram que o modelo adotado é bem representativo. A correlação de JUNG& RADERMACHER é a única que mostra a diminuição do coeficiente à títulos reduzidos. Isso é uma consequência da observação dos autores que notaram uma forte influência do fluxo de calor e da velocidade mássica nas regiões de títulos reduzidos. Dessa forma, expressaram o fator de supressão, S , em função do parâmetro de MARTINELLI, X_{tt} , e do número de Ebulição, Bo . O primeiro para caracterizar as propriedades do fluido ensaiado e o segundo para representar o efeito do fluxo de calor, ϕ e da velocidade mássica, G .

Figura 2.12 – Comparação entre as correlações de superposição de efeitos para o R-134a com $T_{SAT} = -5^{\circ}\text{C}$, $G = 300 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$ e $\phi = 10 \text{ kW/m}^2$.

2.3.3.4 – Correlações Estritamente Empíricas

Neste terceiro grupo de correlações, denominadas estritamente empíricas, o autor simplesmente correlaciona os resultados experimentais obtidos a partir de grupos adimensionais introduzidos “ad hoc”. Os resultados experimentais envolvem uma gama relativamente ampla de fluidos refrigerantes e condições operacionais. Que se tenha conhecimento, o primeiro pesquisador a correlacionar empiricamente dados experimentais foi PIERRE, B., em 1956. Esse pesquisador correlacionou empiricamente o número de Nusselt a dois outros adimensionais: o número de Reynolds e K_r , uma forma modificada do número de ebulição. Como será visto mais adiante, os resultados obtidos por PIERRE, foram apresentados em termos de um coeficiente médio de transferência de calor aplicável a determinadas condições de saída do evaporador.

Duas outras duas correlações, representativas desse grupo, serão apresentadas: a de SHAH e a de KANDLIKAR.

2.3.3.4-1 – Correlação de PIERRE.(1956).

PIERRE desenvolveu duas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico *médio* ao longo de um evaporador, válidas para os refrigerantes R-12 e R-22. A primeira das correlações se aplica quando o refrigerante deixa o evaporador com 6 °C de superaquecimento e a segunda, quando, na saída, o refrigerante apresenta um título inferior a 90%. Para o desenvolvimento dessas correlações, PIERRE dispunha de um equipamento experimental dotado de evaporadores de 12 e 18 mm de diâmetro interno e quatro comprimentos diferentes. Em uma primeira serie de testes, realizados a várias temperaturas de evaporação, o refrigerante saía do evaporador com 5 a 6°C de superaquecimento. Com os dados experimentais, ele calculou o coeficiente de transferência de calor local e depois plotou esses coeficientes em função do fluxo de calor, tendo como parâmetros a temperatura, o título médio e o tipo de evaporador. Como obteve várias curvas, concluiu que havia uma dependência de outros parâmetros, além do diâmetro interno do tubo, já que havia curvas distintas para um mesmo diâmetro. Ele assumiu, então, que o coeficiente seria uma função do título bem como do fluxo de calor e do diâmetro interno do tubo. PIERRE plotou então, o coeficiente de transferência de calor em função da relação entre o fluxo de calor e o produto do título médio pelo diâmetro interno do tubo. Feito isso ele notou que os pontos se situavam, aproximadamente, sobre um linha reta. Usando uma equação exponencial, ele traçou a equação dessa reta que constitui a correlação do PIERRE, válida quando o refrigerante sai do evaporador com 6°C de superaquecimento.

Agindo de forma semelhante o autor obteve a segunda correlação válida quando o refrigerante sai do evaporador com títulos abaixo de 90%. A correlação de PIERRE assumiu a seguinte forma:

$$h_B = \frac{k}{D} A (Re_{LO}^2 \cdot K_f)^n \quad (2.77)$$

onde :

$$K_f = \frac{i_{LV} \cdot \Delta x}{L \cdot g}$$

Se $x_s < 90\%$ e $10^9 < Re_{LO} \cdot K_f < 0,7 \cdot 10^{12}$; $A=0,0009$ e $n=0,5$

Se $\Delta T_s = 6^\circ C$ e $10^9 < Re_{LO} \cdot K_f < 0,7 \cdot 10^{12}$; $A=0,0082$ e $n=0,4$

De uma forma geral, as correlações apresentam o valor do coeficiente de transferência de calor local em função de algum parâmetro, em geral, o título. A correlação de PIERRE, ao contrário, fornece um coeficiente médio para todo o evaporador. Além disso a aplicação da correlação depende do conhecimento prévio das dimensões geométricas do evaporador, o que representa uma limitação para a aplicação dessa correlação.

2.3.3.4-2 – Correlação de SHAH (1976).

O modelo de SHAH foi apresentado inicialmente na forma de um ábaco, (Fig. 2.13). Posteriormente, em 1982, o mesmo autor publicou um novo trabalho no qual o modelo foi apresentado na forma de correlação, já que a forma gráfica tornava inviável sua utilização em programas computacionais. Trata-se também de um modelo empírico obtido a partir da correlação de resultados experimentais, os quais são correlacionados de acordo com cada padrão dominante.

Figura 2.13 – Ábaco para determinação do coeficiente de transferência de calor, por SHAH, M.M. (1976).

Como no caso da correlação desenvolvida por PIERRE, este autor não usou análise dimensional e sim, introduziu de antemão alguns grupos adimensionais. SHAH introduziu os seguintes grupos adimensionais: o número de ebulição, Bo ; o de convecção, Co e o de Froude, Fr , que governam o fenômeno de mudança de fase no interior de tubos. O número de convecção corresponde ao parâmetro de MARTINELLI sem o termo envolvendo as viscosidades.

No ábaco da Fig.(2.13), a ordenada é representada pelo parâmetro ψ , definido como:

$$\psi = \frac{h_B}{h_L} \quad (2.78)$$

corresponde à relação entre coeficientes que foi introduzida na análise das correlações estritamente convectivas. O número de Convecção, que representa a abcissa do ábaco de SHAH, foi definido como:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0,5} \quad (2.79)$$

Os dois outros parâmetros, Número de Ebulição, Bo e o Número de Froude, Fr , foram definidos nas equações (2.57) e (2.60) respectivamente

O coeficiente de transferência de calor para o escoamento monofásico, h_L , é calculado pela correlação de DITTUS & BOELTER.

Na Fig. 2.13, quatro “padrões” são observados. Quando $Co > 1$, ocorre o regime de ebulição nucleada, no qual ψ depende de Bo , mas independe de Co . Neste regime os efeitos convectivos são desprezíveis e a transferência de calor é afetada somente pela intensidade de nucleação de bolhas. Este regime foi correlacionado por SHAH através da seguinte expressão:

$$\psi = 230 \cdot Bo^{0,5} \quad (2.80)$$

A linha AB, do gráfico, representada pela equação $\psi = \frac{1,8}{C_o^{0,8}}$, não inclui os efeitos do número de ebulição Bo , sendo portanto aplicável em condições de vazões elevadas. Ela representa a ebulição estritamente convectiva, com a superfície do tubo completamente molhada, para tubos verticais, qualquer que seja o número de Froude (Fr). Para os tubos horizontais, a superfície permanece completamente molhada somente se $Fr \geq 0,04$. Para estes tubos, se $Fr < 0,04$, parte da superfície permanece seca e o coeficiente de transferência de calor é menor que nos tubos verticais. Entre o regime de ebulição nucleada e a linha AB, de ebulição estritamente convectiva

está localizado o regime de supressão de bolhas, no qual os dois efeitos: ebulição nucleada e convectiva são significativos. Com a diminuição do valor de Co , isto é, o aumento do título, a ebulição nucleada é cada vez mais suprimida até desaparecer completamente na linha AB.

O modelo de SHAH foi desenvolvido com base em um banco de dados com cerca de 800 pontos experimentais para água, R-11, R-12, R-22 e R-113 além do hexano. Esses dados foram levantados para escoamentos verticais e horizontais. A correlação de SHAH apresenta a particularidade de definir claramente a região de ebulição nucleada e a região de ebulição convectiva, ao contrário das correlações de superposição de efeitos, que admitem a ocorrência simultânea dos dois mecanismos, mas não definem claramente os seus limites. Além disso, o autor identificou uma região intermediária, situada entre as duas já citadas, denominada de “região de supressão de bolhas”. Nessa região, os dois mecanismos de transferência de calor são significativos. A correlação de SHAH apresentou um desvio médio de 14% em relação aos dados experimentais.

2.3.3.4-3 – Correlação de KANDLIKAR (1990).

Após uma profunda análise das correlações disponíveis na literatura, entre outras, as de CHEN, SHAH, GUNGOR&WINTERTON e LIU& WINTERTON, esse pesquisador concluiu que nenhuma delas apresentava bons resultados quando aplicada à diferentes fluidos, bem como nenhuma delas seria capaz de estimar corretamente a dependência do coeficiente de transferência de calor dos distintos parâmetros físicos intervenientes. KANDLIKAR propôs, então, uma nova correlação, baseada nos mesmos princípios de sua antiga correlação desenvolvida para água, de 1982, modificada em 1983, com a introdução de um parâmetro de dependência de fluido. Esta antiga correlação foi desenvolvida com base em um banco de dados de 1100 pontos. Como os resultados apresentados por essa correlação foram promissores, KANDLIKAR resolveu generalizá-la. O primeiro passo foi ampliar o banco de dados para mais de 5000 pontos. Depois investigou a forma da correlação, estudando os efeitos dos parâmetros incluídos na correlação de 1983, tentando algum refinamento. Finalmente, comparou a correlação desenvolvida com outras correlações e diretamente com o banco de dados para avaliar a influência de diferentes parâmetros.

Para o desenvolvimento da correlação foi realizada uma análise criteriosa do banco de dados, sendo eliminados os pontos dúbios. Seguindo os passos de SHAH, o autor correlacionou

empiricamente a relação (h_B/h_L) aos grupos adimensionais que governam o mecanismo de transferência de calor no escoamento com mudança de fase, quais sejam: o número de ebulição, Bo ; o de convecção, Co e o de Froude, Fr . Inicialmente, a correlação foi expressa da seguinte forma:

$$\frac{h_B}{h_L} = C_1 \cdot C_o^{C_2} + C_3 \cdot B_o^{C_4} \quad (2.81)$$

Como dispunha de um extenso banco de dados, KANDLIKAR procurou encontrar valores das constantes C_1 a C_4 que fornecessem os menores desvios médios para h_B em relação ao banco de dados. Nesta correlação, como na maioria das outras, o coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico foi calculado pela correlação de DITTUS-BOELTER. A correlação foi estendida para outros fluidos pela incorporação de um parâmetro dependente do fluido, F_{μ} . Assim, a Equação assumiu a seguinte forma:

$$\frac{h_B}{h_L} = C_1 C_o^{C_2} + C_3 B_o^{C_4} F_{\mu} \quad (2.82)$$

Para cada fluido ensaiado, o valor de F_{μ} foi variado entre 0,5 e 5,0. Para cada valor de F_{μ} , o desvio médio foi calculado para cada conjunto de dados daquele fluido. O valor de F_{μ} que resultou na menor combinação de erro médio para o conjunto completo de dados, para o particular fluido, nas regiões convectiva e nucleada, foi finalmente selecionado.

A influência da estratificação, típica das baixas vazões, foi correlacionada pela introdução do número de Froude nos dois termos da equação, resultando em:

$$\frac{h_B}{h_L} = C_1 C_o^{C_2} (25 \cdot Fr)^{C_5} + C_3 B_o^{C_4} (25 Fr)^{C_6} F_{\mu} \quad (2.83)$$

As constantes C_5 e C_6 foram sistematicamente variadas e os desvios médios foram calculados, para todo conjunto de dados de cada um dos fluidos onde se observou $Fr < 0,04$. A limitação do valor 0,04 também foi alterada e o desvio médio para cada conjunto de dados foi obtido ajustando a constante 25 de forma a obter-se sempre: cte. vezes valor limite = 1. O valor

encontrado de 0,04 foi o mais adequado para todos dos dados em escoamento horizontal. O processo foi repetido para $Fr > 0,04$, incluindo os dados para escoamento vertical e horizontal. Completado esse procedimento, resultou:

$$\frac{h_B}{h_L} = C_1 \cdot C_o^{C_2} \cdot (25 \cdot Fr)^{C_3} + C_3 B_o^{C_4} \cdot F_{jL} \quad (2.84)$$

Como pode ser observado, C_6 resultou nula. As constantes C_1 - C_5 são apresentadas na Tab.2.2. Na Eq.(2.84) a constante C_5 deve ser igual a zero para tubos verticais e para tubos horizontais com $Fr > 0,04$.

Tabela 2.1 - Valores para as constantes da Eq. (2.84)

Constante	Região Convectiva	Região de E. Nucleada
C_1	1,1360	0,6683
C_2	-0,9	-0,2
C_3	667,2	1058,0
C_4	0,7	0,7
C_5	0,3	0,3

Observa-se que, na Tabela 2.1 são apresentados os valores das constantes C_1 - C_5 para as duas regiões: convectiva e nucleada. O procedimento para a utilização da Eq.(2.84) deve então ser o seguinte: calcula-se o valor de h_B usando o valor das constantes referentes a cada região e adota-se o maior valor.

A Tabela 2.2 apresenta os valores da constante F_{jL} , que incorpora o efeito do fluido refrigerante. Alguns dos valores apresentados na Tabela 2.2 foram calculados pelo próprio autor, outros, entretanto, foram tomados da literatura, como o do R-134a, que foi determinado por ECKELS & PATE(1990). A aplicação da correlação fica prejudicada caso não esteja disponível o valor da constante F_{jL} , o que ocorre no caso dos novos refrigerantes.

Tabela 2.2 – Valores da Constante do fluido para distintas substâncias.

Fluido refrigerante	Valor de F_{fl}
Água	1,00
R-11	1,30
R-12	1,50
R-13B1	1,31
R-22	2,20
R-134a	1,63
R-113	1,30
R-114	1,24
R-152a	1,10

A correlação proposta por KANDLIKAR apresentou desvios médios, em relação aos dados experimentais, de 15,9% para a água e 18,8% para os refrigerantes halogenados. De acordo com o autor, a correlação proposta foi comparada com outras correlações, tendo apresentado menores desvios médios que as demais.

2.3.3.4-3 – Análise Comparativa das Correlações Estritamente Empíricas.

As correlações pertencentes ao terceiro grupo se caracterizam por terem sido desenvolvidas de forma pragmática: o autor define (ou assume) os grupos adimensionais que governam os mecanismos de transferência de calor e, a partir daí, passa a trabalhar com um extenso banco de dados para ajustar os valores das constantes. O objetivo é encontrar constantes que proporcionem menores desvios médios entre o valor calculado pela correlação e os valores obtidos experimentalmente. A Fig. 2.14 ilustra um gráfico comparativo entre duas das correlações classificadas como “estritamente empíricas”: SHAH e KANDLIKAR. O gráfico mostra um comportamento distinto na região de títulos reduzidos para as duas correlações. No caso da correlação de KANDLIKAR, a região de títulos inferiores a 20% é dominada pelo mecanismo de ebulição nucleada, caracterizada pelo decréscimo do coeficiente de transferência de calor. A partir desse título o coeficiente experimenta um aumento até que o título alcance valores próximos de 80 %, quando volta a cair em função de uma possível secagem da parede. A correlação de SHAH, estima valores menores para o coeficiente de transferência de calor,

principalmente a títulos mais baixos. As regiões: ebulição nucleada, convectiva e de supressão de bolhas, podem ser identificadas. O mecanismo de ebulição nucleada predomina em títulos inferiores a 10%. Essa região é caracterizada pelo contínuo decréscimo do coeficiente de transferência de calor. A região de ebulição estritamente convectiva tem início em títulos de aproximadamente 30%. A partir daí o coeficiente apresenta tendência de crescimento até uma possível secagem parcial da parede, que ocorre a títulos da ordem de 80%. Entre essas duas regiões, encontra-se a região de supressão de bolhas, onde o coeficiente também apresenta tendência crescente, comparável à da região de ebulição estritamente convectiva.

Figura 2.14 – Comparação entre as correlações Estritamente Empíricas. R-134a com $T_{SAT} = -5\ ^\circ C$, $G = 200\ kg/m^2\ s$ e $\phi = 15\ kw/m^2$.

2.3.3.5 – Análise Comparativa entre as Correlações dos três Grupos.

Nesta seção será feita uma comparação entre as correlações apresentadas. Isso inclui aquelas pertencentes aos três grupos: 1-Correlações Estritamente Convectivas, 2-Aquelas classificadas como resultantes da Superposição de Efeitos, e 3-As Estritamente Empíricas. Foram escolhidas três correlações, uma representativa de cada grupo discutido anteriormente. As

correlações de BANDARRA FILHO, WATTELET e KANDLIKAR foram eleitas para representar os grupos 1, 2 e 3 respectivamente. A Fig. 2.15, ilustra a comparação entre as três correlações. Por essa figura fica evidente a existência de significativa discrepância entre as distintas correlações. Algumas conclusões podem ser tiradas:

- 1- Na região onde o título varia entre 20 e 75%, os valores proporcionados pelas três correlações apresenta um desvio máximo de 15%. Esses resultados podem ser considerados satisfatórios. Na região de títulos reduzidos, da mesma forma, como na de elevados, os desvios se acentuam e chegam a alcançar cerca de 100%. Na região de títulos reduzidos, a correlação de KANDLIKAR, ao contrário das demais, proporciona valores decrescentes para o coeficiente de transferência de calor. Isso proporciona um elevado desvio entre essa correlação e as demais.
- 2- As correlações Estritamente Convectivas parecem apresentar bons resultados nas aplicações onde se observam vazões elevadas. Isso é fisicamente consistente, já que nesses casos predomina o padrão anular e o mecanismo convectivo domina o processo de transferência de calor.
- 3- Os grupos adimensionais que governam os mecanismos de transferência de calor no escoamento com mudança de fase são: 1- Na região de ebulição nucleada, o número de ebulição, Bo . 2- Na região de ebulição estritamente convectiva, o parâmetro de MARTINELLI, X_{tt} , ou uma forma modificada deste, o número de convecção, Co . Para considerar os efeitos da ação da gravidade, associados a uma superfície livre, nos escoamentos de baixa vazão, o número de Froude é introduzido.
- 4- Os parâmetros físicos que mais afetam o coeficiente de transferência de calor bifásico são a Velocidade Mássica, G , o Fluxo de Calor, ϕ e o título, x .
- 5- A busca de uma correlação genérica, na qual o pesquisador utiliza um banco de dados com fluidos de vários gêneros: orgânicos e inorgânicos, criogênicos e não-criogênicos, parece contribuir para obtenção de correlações tão distintas. Por outro lado, correlações desenvolvidas para fluidos de um único gênero: refrigerantes halogenados, por exemplo, parecem também não apresentar boa concordância. As condições em que foram levantados os dados experimentais é que parecem prevalecer.
- 6- A Tabela 2-3, apresenta um resumo da literatura consultada.

Figura 2.15 – Comparação entre as correlações dos três grupos. R-134a com $T_{SAT} = -5^\circ C$, $G = 200 \text{ kg}/(s \cdot m^2)$ e $\phi = 15 \text{ kw}/m^2$.

Tabela 2.3a – Trabalhos de pesquisa em Ebulição Convectiva – Correlações do grupo 1.

Autor (ano)	Fluido	Vel. Mássica (kg/s m ²)	Fluxo de Calor (kW/m ²)	Temp.ou Pressão	Di (mm)	Correlação proposta.
Dengler & Addoms (1956)	Água	55 a 1100	---	(0,55 a 2,76) bar	25,4	$\frac{h_B}{h_L} = 3,5 \cdot \left[\frac{1}{X_u} \right]^{0,5}$
Guerrieri & Talty (1956)	Metanol Benzeno Etanol	---	6,8 a 54,8	1,0 bar	19 e 25,4	$\frac{h_B}{h_L} = 3,4 \cdot \left[\frac{1}{X_u} \right]^{0,45}$
Chaddock & Nocrager (1966)	R-12	100 a 500	7 a 39	12,2 °C	12,7	$\frac{h_B}{h_L} = 3,0 \cdot \left[\frac{1}{X_u} \right]^{2/3}$
Chaddock & Buzzard (1986)	R-502	45 a 358	2 a 24		12,7	$\frac{h_B}{h_L} = \left(\frac{0,785}{X_u} \right) (1 + 3,83 X_u^{0,81})$
Panek (1992)	R-12 R-22	50 a 500	5 a 30	4,4 °C	10,2	$\frac{h_B}{h_L} = 3,868 \cdot \left[\frac{1}{X_u} \right]^{0,563}$
Bandarra Fo. (1997)	134a	50 a 500	3 a 30	(-20 a 15) °C	10,2 e 12,7	$\frac{h_B}{h_L} = 1 + 3,0 \left[\frac{1}{X_u} \right]^{0,65}$

Tabela 2.3b – Trabalhos de pesquisa em Ebulição Convectiva – Correlações do grupo 2.

Autor (ano)	Fluido	Vel. Mássica (kg/s m ²)	Fluxo de Calor (kW/m ²)	Temp.ou Pressão	Di (mm)	Correlação proposta.
Chen (1966)	Água Metanol Benzeno Pentano Hexano Heptano	500 a 3600	6,3 a 2400	(0,55 a 35) bar		$h_B = F_C \cdot h_L + S_C \cdot h_{FZ}$ $F_C = 2,35 \cdot \left[\frac{1}{X_u} + 0,213 \right]^{0,736}$ $S_C = \left[1 + 2,53 \cdot 10^{-6} \cdot Re_L^{1,17} \right]^{-1}$
Gungor & Winterton (1986)	Água R-11 R-12 R-22 R-113 R-114 Etilenoglicol	60 a 8180	1 a 2600	(0 a 105) °C	3-32	$h_B = F_{GW} \cdot h_L + S_{GW} \cdot h_{COO}$ $F_{GW} = 1 + 24000 \cdot B_o^{1,16} + 1,37 \cdot \left[\frac{1}{X_u} \right]^{0,86}$ $S_{GW} = \left[1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot F_{GW}^2 \cdot Re_L^{1,17} \right]^{-1}$
Liu & Winterton (1991)	Água R-11 R-12 R-22 R-113 R-114 Etilenoglicol	12 a 8180	0,4 a 2600	(0 a 105) °C	3-32	$h_B^2 = (F_{LW} \cdot h_{LO})^2 + (S_{LW} \cdot h_{COO})^2$ $F_{LW} = \left[1 + x \cdot Pr_L \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \right]^{0,35}$ $S_{LW} = \left[1 + 0,055 \cdot F_{LW}^{0,1} \cdot Re_{LO}^{0,16} \right]^{-1}$
Jung & Radermacher (1991)	R-11 R-12 R-13 R-22 R-32 R-114 R-123 R-134a R-141b R-142b R-143a R-152a	100 a 700	5 a 40	(-10 a 10) °C	8	$h_B = F_{JR} \cdot h_L + S_{JR} \cdot h_{SA}$ $F_{JR} = 2,37 \cdot \left[0,29 + \frac{1}{X_u} \right]^{0,85}$ $S_{JR} = 4048 \cdot X_u^{1,22} \cdot B_o^{1,33}, X_u \leq 1$ $S_{JR} = 2,0 - 0,1 \cdot X_u^{-0,28} \cdot B_o^{-0,33},$ $1 < X_u \leq 5$

Wattelet et al. (1994)	R-12 R-134a	25 a 500	5 a 30	(-15 a 5) °C	7,9	$h_E^{2,5} = (F_W \cdot R \cdot h_L)^{2,5} + (h_{COO})^{2,5}$ $F_W = 1 + 1,925 \cdot X_u^{-0,83}$ $R = 1,32 \cdot Fr^{0,2}, Fr < 0,25$ $R = 1, Fr \geq 0,25$
Steiner & Taborek (1992)	Água R-11 R-12 R-22 R-113 Benzeno Pentano Heptano Ciclohexano Metanol Etanol Butanol	70 a 4580	Água: 8 a 4600 Ref.: 2 a 111	(1 – 185) bar	2 - 30	$h_B^3 = (F_{ST} \cdot h_{LO})^3 + (S_{ST} \cdot h_{ST})^3$ $F_{ST} = \left[(1 - x)^{1,5} + 1,9 \cdot x^{0,6} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,35} \right]^{1,1}$ $S_{ST} = F_{PF} \cdot \left[\frac{\phi}{\phi_o} \right]^{n_f(Pr)} \cdot \left[\frac{d}{do} \right]^{-0,4} \cdot \left[\frac{Ra}{Ra_o} \right]^{0,133}$ $F(M)$
Presente Trabalho (2000)	R-22 R-134a R-404A	50 a 500	5, 10 e 20	5 e 8 °C	12,9	$h_B = (16Fr)^{C_7} \left[(Fh_L)^{3,07} + (Sh_{EN})^{3,07} \right]^{1/3,07}$ $F = 1 + 1,893 \cdot X_u^{-0,77}$ $S = 1 / \left(1 + 3,45 \cdot 10^{-6} Re_L^{1,25} 1,55 Bo^{0,22} \right)$ $C_7 = 0; Fr > 0,06$ $C_7 = 1,8; Fr \leq 0,06$

Tabela 2.3c – Trabalhos de pesquisa em Ebulição Convectiva – Correlações do grupo 3.

Autor (ano)	Fluido	Vel. Mássica (kg/s m ²)	Fluxo de Calor (kW/m ²)	Temp.ou Pressão	Di (mm)	Correlação proposta.
Shah (1982)	Água R-11 R-12 R-22 R-113 Hexano	100 a 2000	1,2 a 2000	(-50 a 190) °C	6 a 25	$\psi = \frac{h_B}{h_L}$ $N = Co, Fr > 0,04$ $N = 0,38.Fr^{-0,3}.Co, Fr < 0.04$ $* N > 1$ $\psi_{EN} = 230.B_o^{0,5}, Bo > 0,3.10^{-4}$ $\psi_{EN} = 1 + 46.B_o^{0,5}, Bo \leq 0,3.10^{-4}$ $\psi_{EC} = \frac{1,8}{N^{0,8}}$ $\psi = \max(\psi_{EN}, \psi_{EC})$ $* 0,1 < N < 1,0$ $\psi_{SB} = F.B_o^{0,5}.\exp(2,74.N^{-0,1})$ $* N < 0,1$ $\psi_{SB} = F.B_o^{0,5}.\exp(2,74.N^{-0,15})$ $F = 14,7, Bo \geq 11.10^{-4}$ $F = 15,4, Bo < 11.10^{-4}$ $\psi = \max(\psi_{SB}, \psi_{EC})$
Kandlikar (1990)	Água R-11 R-12 R-22 R-113 R-114 R-152a R-13B1	15 a 8180	1,2 a 2000	(0,4 – 30) bar	5 a 30	$\frac{h_B}{h_L} = C_1.Co^{C_2}.(25.Fr)^{C_3} + C_3.Bo^{C_4}.Ff_L$ $EC(EN)$ $C_1 = 1,1360(0,6683)$ $C_2 = -0,9(-0,2)$

	N ₂ e Neon					$C_3 = 667,2(1058)$ $C_4 = 0,7(0,7)$ $C_5 = 0,3(0,3)$ Para $Fr < 0,04 \rightarrow C_5 = 0$
Pierre (1956)	R-12 R-22	27 a 252	1 a 35	(-20 a +10) °C	12 e 18	$h_B = \frac{k}{D} A (Re_{Lo}^2 \cdot K_f)^n$ $K_f = \frac{i_{LV} \cdot \Delta x}{L \cdot g}$ Se $x_s < 90\%$ e $10^9 < Re_{lo} \cdot K_f < 0,7 \cdot 10^{12}$; $A = 0,0009$ e $n = 0,5$ Se $\Delta T_s = 6$ °C e $10^9 < Re_{lo} \cdot K_f < 0,7 \cdot 10^{12}$; $A = 0,0082$ e $n = 0,4$

Tabela 2.3d – Trabalhos de pesquisa em Ebulição Convectiva – Outros trabalhos.

Autor (ano)	Fluido	Vel. Mássica (kg/s m ²)	Fluxo de Calor (kW/m ²)	Temperatura (°C)	Di (mm)	Correlação usada para comparação com os dados experimentais obtidos.
Torikoshi & Ebisu (1994)	R-134a R-32	40 a 280	---	5	8,7	-----
Hambracus (1991)	R-134a+óleo	40 a 170	2 a 8	(-10 a +10)	12	Chen
Katan (1994)	R-402A R-404A	100 a 300	4 a 30	(-1,3 a 10)	12	Gungor & Winterton
Melin & Vamling (1994)	R-134a	120 a 300	1 a 40	(0 a 32)	10	Pierre, Shah, Gungor & Winterton e Steiner & Taborek
Wijaya & Spatz (1995)	R-22 R-32/125	160 a 450	---	4,4	9,5	-----
Altman (1960)	R-22	95 a 635	95 a 635	(4,4 c 23,8)	8,7	Pierre
Johnston (1966)	R-12 R-22	12 a 60	2 a 22	(-15 a -24)	12,7	Pierre
Anderson (1966)	R-22	32 a 347	32 a 347	4,4	19	Dengler & Addoms; Guerrieri & Talty e Chen
Ross (1987)	R-152a R-13B1	100 a 500	10 a 30	(-20 a 15)	9,0	Chen
Reid (1991)	R-113	200 a 600	10 a 40	70	8,7	-----
Takamatsu (1991/93)	R-12 R-134a	110 a 400	5 a 50	(20 a 25)	7,9	Yoshida. (1990)
Palm (1992)	R-22	---	1 a 10	0	15,0	-----
Eckels (1990)	R-22	135 a 400	---	(2 e 7)	7,94	Comparou $h_{T.LISO}$ vs $h_{T.ALETADO}$
Murata & Hashisume (1993)	R-123	100 a 300	0 a 30		12,7	$h_B = h_L F_{MH} + h_{ENN} S_{MH}$ $F_{MH} = 2,44 X_{tt}^{-0,863}$ $h_{ENN} = 31,4 \left[\frac{P_{cr}^{0,2} F_p}{M^{0,1} T_{cr}^{0,9}} \right] \phi^{0,8}$

CAPITULO 3 – *Equipamento Experimental*

3.1 – Introdução.

Neste capítulo será mostrado como foi desenvolvido o equipamento experimental utilizado no presente trabalho, a pesquisa bibliográfica efetuada inicialmente para levantar os equipamentos existentes e, com base nessa pesquisa, desenvolver e construir um equipamento com versatilidade suficiente para permitir a variação e o controle dos principais parâmetros físicos que influenciam o coeficiente de transferência de calor.

3.2 – Os Equipamentos Existentes.

Através de uma análise dos equipamentos experimentais foi possível dividi-los em distintos grupos de pesquisa, cujos trabalhos, independente de sua contribuição, mostraram maiores preocupações com diferentes aspectos do problema ou o abordam sob uma ótica muito particular.

Alguns pesquisadores, como HAMBRAEUS (1995), PALM (1991) e ANDERSON (1966) utilizaram um ciclo de refrigeração por compressão de vapor para realizar seus experimentos. Neste caso, o evaporador do ciclo é utilizado como seção de testes. Esse tipo de equipamento apresenta alguns inconvenientes; como a presença do óleo de lubrificação do compressor que acaba por contaminar o refrigerante. Assim, ao invés de refrigerante puro, os testes são realizados com uma mistura refrigerante-óleo. Outra limitação é a impossibilidade de se variar, de forma independente, os fluxos de calor e a vazão de refrigerante.

Foram encontrados, ainda, alguns equipamentos experimentais, tais como aqueles utilizados por MURATA & HASHISUME (1993) e JOHNSTON & CHADDOCK (1964) cujos pesquisadores, no intuito de evitar a contaminação com o óleo, não utilizaram qualquer tipo de elemento mecânico de circulação do refrigerante tais como compressor ou bomba. A circulação do refrigerante foi realizada por diferença de densidade. Em geral, o evaporador está localizado ao nível do solo e o condensador alguns metros acima, de forma a criar uma diferença de pressão entre ambos, possibilitando, assim, uma vazão razoável de refrigerante através da seção de testes. A principal desvantagem desse tipo de equipamento é justamente a limitação do valor da vazão de refrigerante, que pode ser resolvida aumentando o desnível evaporador-condensador. Isso, entretanto, é um fator limitante, uma vez que esse desnível pode chegar a até 6 m, superior portanto, ao pé direito da maioria dos prédios.

O exame dos demais equipamentos disponíveis na literatura e independentemente de qualquer classificação adotada mostrou que os mesmos são constituídos de três ou quatro circuitos. Um primeiro circuito é o de refrigerante, onde se localiza a seção de testes. Para reaproveitar o refrigerante, um fluido de condensação deve ser utilizado. Aqui encontramos duas possibilidades: a primeira, é o uso de um fluido intermediário para a condensação do vapor gerado na seção de testes. Esse fluido é, geralmente, uma mistura de água e álcool que é resfriada por um ciclo de refrigeração convencional, cujo condensador é resfriado pela água da rede pública ou proveniente de uma Torre de Resfriamento. Um tanque com mistura anticongelante, que funciona como uma reserva de energia térmica é, em geral, utilizado. A segunda possibilidade é utilizar o próprio sistema de compressão de vapor para condensar o vapor do refrigerante gerado na seção de testes, eliminando portanto o fluido intermediário. Neste caso, o problema é encontrar diversos pontos de equilíbrio para os dois sistemas e a consequência é que, neste segundo caso, os testes são realizados para uma única temperatura de evaporação, o que representa uma enorme limitação.

3.3 – Requisitos do equipamento a ser construído.

De acordo com PALM (1992) uma unidade experimental para ensaio deve perseguir o controle rígido de algumas variáveis de processo. No presente trabalho essas variáveis são: fluxo de calor, velocidade mássica, temperatura de evaporação e título na entrada da seção de testes. Após o exame dos diversos tipos de equipamento existentes, optou-se por um equipamento constituído de: 1- Circuito de refrigerante, com circulação através bomba de engrenagens não-

metálica e velocidade variável; o que evitaria a contaminação do refrigerante por óleo e permitiria a variação da velocidade mássica; 2- Pré-aquecedor para o controle do título na entrada da seção de testes; 3- Circuito intermediário de solução anti-congelante, com tanque de armazenamento da solução para facilitar o equilíbrio do sistema quando da mudança da quantidade de calor tanto no pré-aquecedor quanto no Seção de testes; 4- Resfriador de líquido capaz de resfriar a mistura anticongelante à baixas temperaturas e 5- Torre de resfriamento para água de condensação do refrigerante do resfriador da mistura. A seção de testes será aquecida eletricamente para proporcionar um fluxo de calor uniforme na parede do tubo. Para isso serão utilizadas resistências elétricas do tipo fita, isoladas termicamente em sua superfície externa para evitar a troca de calor com o ambiente.

3.4 – O Equipamento Experimental Construído.

A Fig. 3.1 apresenta um diagrama esquemático do equipamento experimental para a determinação do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga na evaporação de refrigerantes halogenados, construído no Laboratório de Refrigeração da EESC. Os dois maiores objetivos no desenvolvimento e construção deste equipamento foram a flexibilidade e precisão nas medidas.

3.4.1 – Os componentes do Circuito de Refrigerante.

Os principais componentes do circuito de refrigerante são: a bomba de engrenagens de velocidade variável, o medidor de vazão, o sub-resfriador, o pré-aquecedor, a seção de testes e o condensador. Na entrada e na saída da seção de testes estão instalados visores tubulares para a observação do regime de escoamento, sem introduzir perturbações espúrias. Além dos elementos já citados, o filtro secador e o visor de líquido completam o circuito.

Tubos de cobre comerciais de 12,7 mm de diâmetro interno são utilizados na conexão dos distintos componentes do circuito. Uma bomba de engrenagens de teflon, fabricada pela Micropump-USA, é utilizada para circular o refrigerante através do circuito. Essa bomba apresenta uma capacidade de 9,8 l/min.

Figura 3.1 – Diagrama esquemático da bancada experimental

Um variador de frequência, modelo VLT-210, fabricado pela Danfoss, é utilizado para alterar a rotação do motor de acionamento da bomba e, conseqüentemente, a vazão de refrigerante através do circuito. Uma tubulação de “by-pass” liga a descarga da bomba à entrada do condensador com o objetivo de permitir um controle mais fino na vazão de refrigerante. No circuito de “by-pass” está instalada uma válvula de agulha para efeito de controle da vazão. Após passar pela bomba, o refrigerante líquido circula pelo medidor de vazão, sendo este do tipo efeito de Coriolis, fabricado pela Danfoss, modelo MASS 3000, com incerteza de medida de 0,15%. Além de avaliar a vazão (em massa) do refrigerante, o medidor permite a medida de sua densidade e temperatura. Do medidor de vazão, o refrigerante circula pelo sub-resfriador, que é um trocador de calor do tipo duplo-tubo, no qual o refrigerante passa pelo tubo interno e a mistura etilenoglicol-água pelo espaço anular. O papel desse trocador de calor é garantir o sub-resfriamento do refrigerante. No pré-aquecedor o refrigerante passa do estado de líquido sub-resfriado para o de saturação com um dado título. Esse componente é construído em tubo de cobre de 16 mm de diâmetro e 8,9 m de comprimento, sendo recoberto por 13 resistências de aquecimento do tipo fita, de 624 W a 220 V cada. Essas resistências foram fabricadas pela Amptek-USA, apresentando 2,4 m de comprimento e 12 mm de largura, sendo isoladas eletricamente com uma fibra sintética de denominação comercial Amox. A quantidade de calor no pré-aquecedor é controlada por um variador de tensão, modelo VT-290 de 9 KVA de potência máxima, fabricado pela Sociedade Técnica Paulista. A potência fornecida é medida por um Transdutor de potência marca Yokogawa, modelo 2285A, com saída de 4 a 20 mA. Esta saída é transmitida ao terminal de conexões para medida de parâmetros elétricos e deste para um conversor analógico/digital, o que permite a leitura da potência diretamente na tela do computador. Para avaliar o grau de sub-resfriamento do refrigerante, na entrada do pré-aquecedor estão instalados: um transdutor de pressão e um termopar tipo-T com isolamento mineral. Na saída do pré-aquecedor está instalado um termopar para a avaliação da temperatura do refrigerante.

Após o pré-aquecedor, o refrigerante dirige-se à seção de testes, que consiste de um tubo de cobre, horizontal, liso, de 2 m de comprimento, 12,9 mm de diâmetro interno com 1,3 mm de espessura de parede. Esse tubo é recoberto por 12 resistências de aquecimento do tipo fita de 185 W a 220 V cada, possibilitando assim alcançar um fluxo de calor máximo de $29,5 \text{ kW/m}^2$. Essas resistências estão recobertas por um material (Kapton) impermeável e resistente a altas temperaturas. O fluxo de calor na seção de testes é controlado por um variador de tensão modelo VM-230, 3 KVA de potência máxima, fabricado pela Sociedade Técnica Paulista. A potência

fornecida é medida por um Transdutor de potência da Yokogawa, modelo 2285A, com saída de 4 a 20 mA. Essa saída é transmitida ao terminal de conexões para medida de parâmetros elétricos e deste para um conversor analógico/digital, o que permite a leitura da potência diretamente na tela do computador. A seção de testes está instrumentada com termopares tipo-T para a medida da temperatura da parede e do fluido. Detalhes adicionais a respeito da seção de testes são apresentadas na seção 3.4.1.1. Depois de passar pela seção de testes, o refrigerante dirige-se ao condensador onde cede calor à mistura de etilenoglicol-água, condensando-se. O estado do refrigerante, na saída do condensador é determinado com o auxílio de um transdutor de pressão e um termopar ali instalados.

3.4.1.1 – A Seção de Testes.

O conjunto de experimentos foi realizado com um tubo de cobre liso, 2 m de comprimento e 12,9 mm de diâmetro, como observado anteriormente. Um desenho esquemático da seção de testes é mostrado na Fig. 3.2. Ranhuras longitudinais de 50 mm de comprimento e 0,7 mm de profundidade foram usinadas na parede externa do tubo com o propósito de permitir o alojamento dos termopares de medida de temperatura superficial. As ranhuras foram agrupadas em conjuntos de quatro por seção transversal do tubo, equidistantes entre si e localizadas a 0° , 90° , 180° e 270° , a partir da geratriz superior do tubo, como pode ser visto na Fig. 3.2. Os termopares foram alojados longitudinalmente nas ranhuras de forma a minimizar o efeito de aleta. Os termopares foram recobertos por fitas adesivas de cobre de forma que, para todos os efeitos, tudo se passa como se os termopares estivessem “dentro” da parede do tubo, como pode ser observado na Fig.3.3. Após a colocação dos termopares, a seção foi envolta com as resistências de aquecimento, doze no total, de forma a não deixar espaços livres sobre a superfície do tubo, o que poderia caracterizar uma não-uniformidade no fluxo de calor. O isolamento térmico é constituído de uma camada interna de fibra de vidro e externamente com borracha esponjosa, com espessura de 25 mm, fabricada pela Armstrong. Na extremidade da seção de testes foram previstas duas tomadas de pressão para efeito da medida da perda de carga. Visores tubulares estão instalados na entrada e saída da seção de testes, cerca de 50 mm antes e depois das tomadas de pressão, respectivamente. O diâmetro interno do tubo de vidro é aproximadamente igual ao diâmetro interno do tubo da seção de teste de forma a minimizar as perturbações no escoamento. Observações visuais do escoamento, portanto, são possíveis, bem como fenômenos como a formação de névoa e secagem de parede.

Figura 3.2 – Detalhe da Seção de Testes mostrando a localização dos termopares superficiais ao longo do tubo.

3.4.1.2 – O Circuito de Etilenoglicol-água.

Para condensar o vapor do refrigerante formado no pré-aquecedor e na seção de testes é utilizada uma mistura anti-congelante formada por 50% de água e 50% de etilenoglicol. O uso de uma solução anti-congelante é necessário em virtude de alguns testes exigirem temperaturas do meio de condensação bem inferiores a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na condensação do refrigerante é utilizado um condensador do tipo tubo e carcaça horizontal, modelo CST-7, com $2,64\text{ m}^2$ de área de troca, fabricado pela Apema.

O circuito da solução anti-congelante é constituído de um tanque de 36 litros, isolado termicamente, uma bomba centrífuga de circulação de 3 cv, além de um medidor de vazão do tipo turbina e válvulas de serviço.

A solução anti-congelante é aspirada do tanque, passa pelo medidor de vazão e entra no condensador do circuito principal, onde troca calor com o refrigerante, condensando-o. A mistura circula internamente aos tubos do condensador enquanto o refrigerante condensa na carcaça.

Figura 3.3 – Detalhe do posicionamento do termopar na ranhura.

Após o condensador, a mistura circula pelo evaporador do resfriador de líquido, onde rejeita calor para o refrigerante. A taxa de remoção de calor do condensador pode ser calculada por um balanço de energia, passível de ser realizado em virtude da instalação de termopares na entrada e saída do condensador além do medidor de vazão na linha de etilenoglicol-água. A mistura de etilenoglicol-água pode ser utilizada para resfriar o refrigerante no sub-resfriador do circuito de testes.

3.4.1.3 – O Resfriador de Líquido (Chiller).

Como observado anteriormente, calor removido pela mistura de etilenoglicol-água no condensador do circuito de refrigerante é rejeitado no evaporador do resfriador de líquido (Chiller). Este é constituído de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor de R-22, com condensação a água. O condensador utilizado é o modelo CCA-25.72.100.4, fabricado pela Apema. O evaporador é do tipo carcaça-tubos, horizontal, no qual o refrigerante evapora no interior dos tubos e a solução de etilenoglicol-água circula pela carcaça. Nesse ciclo, a compressão do refrigerante é feita por um compressor alternativo de estágio único de compressão, modelo 4N-12.2 CIC, fabricado pela Bitzer, com capacidade de 15,3 kW à -25°C . Para a expansão do refrigerante são utilizadas duas válvulas de expansão termostática de

fabricação Danfoss, modelo TX2-68Z3206. Cada uma dessas válvulas é provida de um orifício diferente, sendo utilizadas de acordo com a temperatura de evaporação desejada.

3.4.1.4 – O Controle da Temperatura de Evaporação na Seção de Testes.

Um dos aspectos mais importantes na realização dos ensaios é o controle da temperatura de evaporação do refrigerante. Para o controle desse parâmetro foram adotadas duas estratégias: 1- Controle da vazão da solução de etilenoglicol-água e 2- Controle de sua temperatura. No primeiro caso, o aumento da vazão de mistura provoca a melhora da taxa de transferência de calor no condensador e conseqüentemente o aumento da taxa de condensação. Isso provoca uma redução do volume de refrigerante no circuito e em conseqüência, a diminuição da pressão e da temperatura de saturação. Ao se reduzir a vazão da mistura ocorre o processo inverso, ou seja, o aumento da pressão e da temperatura de saturação. Dessa forma, pode-se variar a temperatura do refrigerante na seção de teste sem que seja necessário alterar a temperatura da mistura etilenoglicol-água. Para a variação da vazão da solução foi instalado um registro na descarga da bomba.

A variação da temperatura da mistura etilenoglicol-água só é possível com a variação da temperatura de evaporação do resfriador de líquido. Para isso foram utilizadas duas válvulas de expansão, uma para cada faixa de temperatura de testes. Nos testes com fluxos reduzidos de calor combinados com títulos reduzidos, nos quais a quantidade de calor na seção de testes e no pré-aquecedor são muito reduzidas, usa-se uma válvula de injeção de gás quente no “Chiller”. Essa válvula retira vapor superaquecido da linha de alta pressão e o injeta na entrada do evaporador. Dessa forma simula uma carga térmica no evaporador, evitando que o compressor desligue pela baixa pressão, já que nesses casos a temperatura de evaporação tende a diminuir continuamente.

Vale salientar também que a quantidade de refrigerante no circuito é de fundamental importância para a obtenção da temperatura desejada. Se o inventário de refrigerante for elevado, este se acumula no condensador reduzindo a área de condensação, o que resulta uma elevação da pressão. Caso contrário (quantidade insuficiente de refrigerante para o ensaio), observa-se a formação de bolhas no visor de líquido localizado na aspiração da bomba, o que invalida o ensaio, uma vez que o estado do refrigerante na entrada do pré-aquecedor fica indeterminado.

3.5 – Instrumentação.

3.5.1 – Temperatura.

São medidas as temperaturas do fluido refrigerante em distintos pontos do circuito (vide Fig.3.1), da parede ao longo da seção de testes e da solução de etilenoglicol-água. Para a medida da temperatura do refrigerante são utilizados termopares blindados tipo-T com isolamento mineral, fabricados pela *Iope* e, nos demais casos, os termopares utilizados são do tipo-T, fabricados pela *Omega*, encapados com plástico, apresentando uma bitola AWG-30. A temperatura do refrigerante é medida na entrada e na saída da seção de testes bem como na saída do condensador e na entrada do sub-resfriador e pré-aquecedor.

A determinação da temperatura da solução de etilenoglicol-água é feita na entrada e saída do condensador, o que permite fazer um balanço térmico do lado monofásico e a avaliação da quantidade de calor ali trocada. Para isso foram instalados dois termopares na tubulações de entrada e saída da solução de etilenoglicol-água. A instalação dos termopares foi executada em poços com tubo de cobre de diâmetro interno de 1,5 mm. A fixação desses poços foi feita com o uso de adesivo de epoxi de secagem rápida. Após a colocação do termopar foi aplicada uma camada de isolamento térmico sobre o mesmo para evitar a troca de calor com o meio e o estabelecimento de um perfil de temperatura na parede, o que poderia proporcionar um erro de leitura. Devido a alta condutividade da parede e sua baixa espessura, foram desprezadas as variações de temperatura desde o lado interno até o lado externo.

3.5.1.1 – Preparação dos Termopares.

Os termopares foram preparados segundo as recomendações de LOMBARDI et al. (1983). Os fios foram manuseados através de luvas, limpos previamente com solventes (acetona, benzina e tetracloretileno) e torcidos para aumentar a resistência mecânica. Para a união dos dois metais utilizou-se um dispositivo gerador de arco voltaico, obtido através de descarga controlada de um banco de capacitores em atmosfera não-oxidante de argônio. Para a verificação do acabamento foi utilizada uma lente de aumento.

3.5.1.2 – Calibração dos Termopares.

A calibração dos termopares foi realizada com o uso de um banho termostático e um conjunto de termômetros de precisão do Laboratório de Refrigeração da EESC. Para isso foram utilizados 5 termopares, devidamente conectados ao sistema de aquisição, cujas extremidades foram mergulhadas no líquido do banho termostático, juntamente com um termômetro de precisão. Após alguns minutos, quando a temperatura do banho mostrava-se estável, foram efetuadas as leituras das temperaturas do termômetro de precisão e aquela fornecida pelo sistema de aquisição. Esse procedimento foi repetido para a faixa de temperatura de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ até $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. O processo de calibração permitiu estabelecer uma incerteza de medida de temperatura de $\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ para todas as medidas efetuadas. O Apêndice I descreve o procedimento de calibração dos termopares.

3.5.2 – Pressão.

Conforme indicado na Fig. 3.1, pontos de tomada de pressão foram previstos em quatro diferentes localizações do circuito de refrigerante: entrada e saída da seção de testes; entrada do pré-aquecedor e saída do condensador. Em todos os casos são utilizados transdutores de pressão fabricados pela Danfoss, modelo AKS-33. Dois tipos desses transdutores são utilizados: para a determinação da perda de carga ao longo da seção de testes são utilizados dois transdutores de pressão manométrica cuja faixa de uso é de -1 à 12 bar (-100 à 1200 kPa). Nos demais pontos a pressão absoluta é determinada com transdutores cuja faixa de utilização é de 0 à 20 bar (0 à 2000 kPa). Todos os transdutores de pressão apresentam sinal de saída em corrente de $4\text{--}20\text{ mA}$.

A tomada de pressão é feita através de um orifício de $1,5\text{ mm}$ de diâmetro na parede do tubo. É importante notar que os transdutores de pressão são afixados nos próprios locais onde a pressão foi medida ao invés de serem posicionados em um único local e ligados, por tubulação, ao ponto onde a pressão é medida.

A calibração dos transdutores de pressão foi realizada no Laboratório de Fenômenos de Transportes do Departamento de Hidráulica da EESC. Para tal foi utilizado um Calibrador de Peso Morto e um Amperímetro de alta precisão, modelo DM-5220 fabricado pela Tektronix. O procedimento consistiu em levantar vários pontos para cada transdutor e usar um “software” para ajustar um polinômio de segundo grau a esses pontos. A seguir as constantes de calibração

foram introduzidas no sistema de aquisição para processamento da leitura. O procedimento de calibração dos transdutores de pressão está descrito no Apêndice I.

3.5.3 – Vazão.

Dois medidores de vazão são utilizados no equipamento experimental: um para a medida da vazão de refrigerante, baseado no princípio de Coriollis, e outro para a vazão da solução de etilenoglicol-água, sendo este do tipo turbina.

Os medidores de vazão com base no princípio de Coriollis são bastante precisos e versáteis pois a vazão é determinada independentemente da alteração da temperatura, pressão, densidade, viscosidade, condutividade térmica do fluido ou do perfil de velocidade. Além da vazão (massa) esses medidores fornecem, ainda, a densidade e a temperatura do fluido. O medidor especificado é fabricado pela Danfoss e é composto de duas partes principais: o “sensor” (Mass 2100), que fica instalado na linha de líquido, e o conversor de sinais (Mass 3000). Os sinais do medidor de vazão são transmitidos ao conversor de sinais através de cabo coaxial. Após o tratamento, os dados podem ser obtidos no painel analógico do conversor de sinais. No conversor também está disponível uma saída de 4-20 mA. Esses medidores são fornecidos com um “chip” e um certificado de calibração. Dependendo do tipo de “chip” escolhido tem-se uma faixa de vazão; no presente caso foi especificado o “chip” DI-6, que proporciona uma vazão máxima de 1000 kg/h. O certificado de calibração fornecido garante uma precisão de 0,15 % para o medidor, em toda sua faixa de operação. Essa precisão foi confirmada no laboratório de vazão do IPT (Instituto de Pesquisa Tecnológicas), para onde foi enviado o medidor para a devida calibração. A variação da vazão de refrigerante foi realizada mediante atuação sobre a rotação do motor de acionamento da bomba, o que foi conseguido graças à utilização de um variador de frequência conectado ao motor. Esse variador consiste uma unidade eletrônica utilizada para o controle contínuo da velocidade de motores de corrente alternada. No presente projeto foi utilizado o variador de frequência modelo VLT-210, fabricado pela Danfoss.

A medida da vazão da solução etilenoglicol-água foi feita por intermédio de um medidor do tipo turbina, instalado após a bomba de circulação. O medidor é composto de duas partes: o sensor, instalado na linha de líquido, e um painel digital que, no presente caso, foi instalado sobre o medidor. A rotação da turbina gera um sinal elétrico que é transformado em vazão,

sendo disponível em quatro dígitos na tela digital. O medidor escolhido opera em uma faixa aproximada de 600 – 10.000 Kg/h.

3.5.4 – Potência Elétrica.

A potência elétrica dissipada pelas resistências elétricas no pré-aquecedor e na seção de testes é medida por transdutores de potência descritos na seção 3.4.1

Potência é dissipada no pré-aquecedor no intuito de controlar o título do refrigerante na entrada da seção de testes. Essa potência é fornecida por treze resistências elétricas de fita com 624 W cada uma, o que proporciona uma potência total de 8,1 kW. A potência elétrica é controlada por um variador de tensão modelo VT-290, de 9 KVA de potência máxima, para uma tensão de alimentação de 220 V. As resistências elétricas são ligadas em paralelo e, entre a entrada e a saída destas, foi instalado o transdutor de potência para avaliar a potência dissipada. Para a obtenção do valor da potência dissipada, o transdutor dispõe de uma saída de 4-20 mA, lida pelo sistema de aquisição de dados. Procedimento semelhante é utilizado na seção de testes, onde são utilizadas 12 resistências de 185 W cada e um variador de tensão modelo VM-230, de 3 KVA de potência máxima. As incertezas desses transdutores de potência são: 0,25% e 0, 5% respectivamente, segundo o fabricante.

3.6 – Controle da Carga de Refrigerante no Circuito.

Segundo PANEK (1992), a quantidade de refrigerante no circuito possui um efeito significativo sobre as características de operação do sistema. Uma quantidade excessiva de refrigerante no circuito provoca o aumento do nível de líquido no condensador, reduzindo portanto, a área de troca de calor e consequentemente aumentando a pressão. Quantidades reduzidas de refrigerante apresentam um efeito contrário, ou seja, a diminuição da pressão do circuito, já que maior área de troca está disponível no condensador.

A quantidade de refrigerante no circuito é controlada adicionando ou removendo refrigerante para a garrafa, que é parte integrante do circuito experimental. O processo de remoção ou adição de refrigerante ao circuito é feito da seguinte forma: no primeiro caso (retirar), o refrigerante é bombeado através do circuito e uma pequena quantidade de calor é adicionada no pré-aquecedor, de forma a provocar uma pequena taxa de evaporação e um

aumento gradual da pressão interna do circuito. Quando a pressão do circuito é superior à pressão da garrafa, abre-se a válvula de serviço localizada na tubulação que liga a garrafa ao circuito. O refrigerante, então, escoar para a garrafa. Para adicionar refrigerante ao circuito, remove-se calor do refrigerante circulando mistura etilenoglicol-água, a baixa temperatura, pelo condensador. Isso provoca uma diminuição da pressão do circuito em relação a garrafa que permanece a uma pressão correspondente à temperatura ambiente.

No caso de ensaios com misturas não-azeotrópicas, como a adição, ou a remoção, de refrigerante pode alterar a concentração dos componentes, deve-se garantir que o processo seja feito com o refrigerante no estado líquido. Dessa forma a concentração dos componentes da mistura permanece inalterada.

3.7 – O Sistema de Aquisição de Dados.

O sistema de aquisição de dados utilizado no presente trabalho consiste de um microcomputador PC-486 - 100 MHz; dois cartões de conversão analógico-digital, modelo DynaRes-16, que proporcionam um total de 32 canais de medida com 12 bits de resolução; dois terminais de conexões para medida de temperatura, modelo T71-TC, num total de 16 canais; um terminal de conexão para medida de parâmetros elétricos, modelo T71-TG, num total de 8 canais e um programa de controle Workbench. Tanto o programa como os cartões e painéis são da empresa Strawberry Tree-EUA. Os cartões conversores são instalados diretamente na placa-mãe do computador, enquanto que os terminais de conexões são montados externamente ao computador. No caso, eles estão afixados na parede próxima ao computador. A ligação dos cartões aos terminais é feita através de cabos coaxiais. A Fig. 3.4 ilustra um diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados. Como observado anteriormente, os termopares estão conectados aos terminais T71-TC, dotados de placa isotérmica com sensor de junta fria. Os sinais dos demais instrumentos: transdutores de pressão, medidor de vazão e transdutores de potência são enviados ao terminal T71-TG. Esses instrumentos apresentam um sinal de saída de 4-20 mA.

O programa WorkBench, desenvolvido pela Strawberry Tree-USA, controla o sistema de aquisição de dados. Esse programa é constituído por diversos tipos de ícones. Combinando convenientemente vários desses ícones, obtêm-se as saídas desejadas: dados instantâneos, gráficos, médias, etc. O programa permite ao programador entrar com dados, manipulá-los ou

mostrá-los na tela do computador. Dados de saída podem, ainda, ser gravados em disquetes ou disco rígido. A Fig. 3.5 ilustra uma tela com exemplo simples de combinação desses ícones. Os ícones de entrada analógica estão “direcionados” para os terminais e canais no formato selecionado (corrente ou tensão), resolução e frequência de leitura. Todos os canais foram programados para uma frequência de leitura de 120 Hz.

Com o propósito de obter informações estatísticas e espectrais a partir de sinais de pressão e perda de carga, a frequência de gravação pode ser aumentada drasticamente para correlacionar os espectros obtidos com os diversos regimes de escoamento. Neste caso, a gravação dos dados pode ser feita com uma frequência de até 500 Hz, enquanto outros parâmetros como temperatura, vazão, etc., são gravados com frequência de 1 Hz

Cartões Analógico/digital : 02
-32 Canais de medida com 12 bits

Terminais de conexões : 03
-16 canais para medida de temperatura
-8 canais para medida de parâmetros elétricos

Figura 3.4 – Diagrama esquemático do sistema de aquisição

3.8 – Operação do Equipamento

Antes da entrada em operação do sistema, alguns procedimentos foram necessários, incluindo limpeza, testes de vazamento, evacuação e carga do sistema. Tais procedimentos serão discutidos na seção 3.8.1. A operação do sistema será discutida na seção 3.8.2, ao passo que na seção 3.8.3 será discutida a validação do circuito e os procedimentos de ensaio em escoamento monofásico.

Figura 3.5 – Exemplo de configuração do sistema de aquisição.

3.8.1 – Preparação do Equipamento

Para prevenir o sistema contra a presença de particulados sólidos como: poeira, partículas metálicas e outros quaisquer elementos que pudessem provocar o entupimento do sistema ou danificar a bomba de circulação de refrigerante, uma corrente de N_2 a alta velocidade foi utilizada. Depois disso o sistema foi evacuado para a total eliminação da umidade presente. O passo seguinte foi “lavar” o circuito com R-11. Em seguida o sistema foi carregado com N_2 sob pressão. Uma solução de água e sabão foi utilizada para verificar a estanqueidade de conexões soldadas e rosqueadas. Em seguida o sistema foi novamente evacuado e carregado com o refrigerante a ser ensaiado. Um detector eletrônico de vazamentos, Modelo TIF5650 da TIF Instruments Inc.-EUA foi utilizado para, uma vez mais, verificar a estanqueidade do circuito.

3.8.2 – Operação do Equipamento

Antes do início dos testes propriamente ditos, procedeu-se uma verificação geral, ou seja, os equipamentos e os instrumentos foram cuidadosamente examinados. O mesmo procedimento foi observado em relação ao sistema de aquisição de dados e o programa de controle. Após essa verificação, o variador de frequência foi programado e a bomba de circulação de refrigerante acionada. Os valores lidos na tela digital do medidor de vazão e no sistema de aquisição foram comparados. As temperaturas nos diversos pontos do circuito também foram observadas para conferir se os valores se apresentavam coerentes. O passo seguinte foi acionar a bomba de circulação da mistura etilenoglicol-água, o resfriador e a torre de resfriamento. Após alguns minutos, constatando-se que a temperatura da solução etilenoglicol-água diminuía, as resistências elétricas do pré-aquecedor e da seção de testes, foram acionadas, inicialmente com potências reduzidas e que foram incrementadas progressivamente. Após a ligação das resistências, pequenos ajustes nos diversos equipamentos foram necessários até que a temperatura de evaporação desejada fosse alcançada.

Como mencionado anteriormente, o equipamento experimental foi projetado de modo que alguns parâmetros pudessem ser controlados; entre eles a velocidade mássica, o fluxo de calor, o título na entrada da seção de testes e a temperatura de saturação. Assim, por exemplo, a vazão de refrigerante foi controlada pela ação sobre a rotação da bomba de circulação. Esta foi controlada pela frequência de alimentação do motor através do variador. Um ajuste mais fino da

vazão pode ser obtido pelo ajuste da válvula de agulha do desvio. A temperatura de saturação do refrigerante foi controlada pelo ajuste da vazão e da temperatura da mistura etilenoglicol-água, ao passo que o fluxo de calor foi ajustado pela potência elétrica fornecida pelo variador de potência. O título na entrada da seção de testes foi controlado pela potência elétrica fornecida às resistências elétricas do pré-aquecedor.

Ensaios sucessivos permitiram concluir que o sistema atingia o regime permanente em, aproximadamente, 2 horas. Tal condição foi assumida quando, em 10 minutos, a temperatura de saturação se mantinha dentro da faixa de variação de $\pm 0,5^\circ \text{C}$. Após constatar que o sistema se encontrava em regime permanente, efetuava-se a gravação, em disco rígido, dos parâmetros físicos medidos. A gravação se prolongava por um período de 60 segundos. O intervalo de tempo decorrido entre a gravação de dois pontos era de 10 a 15 minutos, em média.

3.8.3 – Validação do Equipamento Experimental

Antes da realização dos ensaios com mudança de fase, foram realizados uma série de ensaios com escoamento monofásico. Os objetivos desses primeiros ensaios foram: 1- Adquirir habilidade na operação do equipamento e 2- Verificar a confiabilidade dos dados experimentais proporcionados pelo equipamento. Esses ensaios foram realizados com o circuito experimental completamente cheio de refrigerante líquido, sendo mantida aberta, permanentemente, a válvula da tubulação que liga o circuito à garrafa de refrigerante. Esses ensaios foram realizados com a imposição, na seção de testes, de um fluxo de calor suficiente para provocar a variação sensível de temperatura sem que, entretanto, ocorresse mudança de fase.

Os valores obtidos experimentalmente poderiam, então, ser comparados às de várias correlações disponíveis na literatura, tais como as de DITTUS-BOELTER (1930), PETHUKOV (1970) e GNIELINSKI (1976). WATTELET comparou essas três correlações e concluiu que, para números de Reynolds superiores a 4.000, essas correlações apresentam desvios máximos de 10% em relação aos dados experimentais. No presente caso, os resultados experimentais foram comparados com os valores proporcionados pela correlação de DITTUS-BOELTER. Valores do coeficiente de transferência de calor foram obtidos como os mesmos procedimentos descritos na seção 3.10. Neste caso, entretanto, os valores obtidos são locais, ou seja, o coeficiente de transferência de calor monofásico, medido nas seções onde se localizam os termopares superficiais, conforme descrito na seção 3.4.1.1.

Os resultados obtidos são ilustrados na Fig. 3.6, para o refrigerante R-404A. Nessa figura é mostrado o coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente *versus* os valores proporcionados pela correlação de DITTUS-BOELTER. O desvio médio apresentado pela correlação relativamente aos resultados experimentais foi de 2,5%.

Figura.3.6 – Coeficiente de Transferência de Calor Experimental *versus* Coeficiente de Transferência de calor calculado pela Correlação de DITTUS-BOELTER para R-404A; $T=0\text{ }^\circ\text{C}$; $\phi=3,0\text{ kw/m}^2$.

3.9 – Matriz de Experimentos

De acordo com o que foi concluído no capítulo anterior, alguns parâmetros físicos exercem uma forte influência sobre o coeficiente de transferência de calor. Entre esses parâmetros estão a velocidade mássica, G , o fluxo de calor, ϕ , a temperatura de evaporação, T e o título, x . Dessa forma, o banco de dados foi composto de forma que a influência de cada um desses parâmetros fosse evidenciado. As faixas adotadas para cada um desses parâmetros procurou obedecer aquelas observadas nos sistemas de refrigeração típicos. Nos ensaios, os parâmetros obedeceram a seguinte variação:

1- Velocidade Mássica:	50, 100, 200, 300 e 500 kg/m ² .s
2- Fluxo de Calor:	5, 10 e 20 kW/m ²
3- Título:	5 até 90 %
4- Temp. de Evaporação:	8 e 15 °C

O procedimento experimental era precedido pela preparação da matriz de experimentos, quando eram calculadas as quantidades de calor impostas na seção de testes e no pré-aquecedor. Esse procedimento permitia calcular antecipadamente o título na entrada e na saída da seção de testes e, dessa forma o título médio na seção. Esse procedimento permitia, ainda, a determinação do coeficiente de transferência de calor ao longo de toda a faixa possível de títulos médios.

3.10 – Tratamento dos dados

Nesta seção será descrita a forma como os dados obtidos foram tratados. Na primeira parte, será descrito como foi calculado o coeficiente local de transferência de calor, logo após será relatada a forma pela qual, através de um balanço de energia, o título na entrada e na saída da seção de testes foi determinado. No Apêndice II é feita uma análise de incertezas para mostrar de que forma a incerteza de cada parâmetro influencia a grandeza final medida: o coeficiente de transferência de calor.

3.10.1 – Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor

Neste trabalho o principal parâmetro de interesse é o coeficiente de transferência de calor no escoamento com mudança de fase, h_B , determinado a partir de:

$$h_B = \frac{h_{B1} + h_{B2} + h_{B3} + h_{B4}}{4} \quad (3.1)$$

onde os h_{Bi} são os coeficientes de transferência de calor locais, determinados em cada uma das quatro das seções transversais da seção de testes e calculados pela Lei de Resfriamento de Newton:

$$h_{Bi} = \frac{\phi}{(Tp_i - Tr_i)} \quad (3.2)$$

onde $\phi = q / A$, representa o fluxo de calor específico na seção de testes, q é a potência elétrica e A é a área lateral superficial interna. Tp_i é a média das temperaturas tomadas à $0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ e 270° em uma mesma seção transversal do tubo e Tr_i é a temperatura do refrigerante em circulação na particular seção. A determinação de Tr_i foi efetuada através de uma interpolação, já que a temperatura do refrigerante foi determinada na entrada e na saída da seção de testes. Embora as temperaturas do tubo tenham sido tomadas em ranhuras executadas na superfície externa do tubo, considerando o alto coeficiente de condutividade térmica do cobre ($339 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$) e a sua pequena espessura, a queda de temperatura através da parede foi desprezada. A condução de calor axial ao longo do comprimento do tubo da seção de testes também foi desprezada.

A área utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor pela Eq. (3.3) é a área da superfície interna do tubo, dada por:

$$A = \pi \cdot Di \cdot L \quad (3.3)$$

onde Di e L são o diâmetro interno e o comprimento do tubo da seção de testes, respectivamente.

A diferença de temperatura entre a superfície da resistência de aquecimento e o meio ambiente, pode provocar uma pequena perda de calor para o ambiente. No caso da seção de testes essas perdas foram calculadas pela correlação de CHURCHILL & CHU, *apud* INCROPERA & DeWITT (1990), válida para $10^{-5} < Ra < 10^{12}$, sendo Ra o Número de Rayleigh. Para o caso do pré-aquecedor, as perdas foram avaliadas experimentalmente. Refrigerante no estado líquido foi circulado no pré-aquecedor e um fluxo de calor de baixa intensidade foi imposto de modo a não evaporá-lo mas somente provocar um aumento de sua temperatura. O balanço de energia no pré-aquecedor e os cálculos para a seção de testes mostraram que os

ganhos de calor representavam menos de 1% do calor imposto, por isso esses ganhos foram desprezados.

3.10.2 – Cálculo do Título na Entrada da Seção de Testes

Na entrada do pré-aquecedor o refrigerante está no estado sub-resfriado. Este estado era confirmado pelas medidas de temperatura e pressão ali efetuadas. Esse sub-resfriamento foi monitorado continuamente durante a realização dos testes. Dependendo da quantidade de calor imposta e da vazão, o refrigerante pode deixar o pré-aquecedor como uma mistura de líquido e vapor. Um balanço de energia no pré-aquecedor era realizado para determinar o título do refrigerante na saída do pré-aquecedor, que, para todos os efeitos, é igual ao título na entrada da seção de testes, já que a saída de um se confunde com a entrada do outro.

Com as considerações acima, o título na entrada da seção de testes era determinado pela seguinte equação, resultante do balanço de energia no pré-aquecedor:

$$x_e = \frac{1}{i_{LV}} \left[\frac{q_{PR}}{m_r} - c_{P_r} (T_{SAT} - T_{r_e}) \right] \quad (3.3)$$

onde q_{PR} é a potência elétrica dissipada no pré-aquecedor e os subscritos r e e denotam refrigerante e entrada do pré-aquecedor respectivamente.

Conhecido o título na entrada da seção de testes, um balanço de energia na seção de testes permitia a obtenção do título na saída da mesma.

Devido a sua grande versatilidade, foi utilizado o “software EES” (Engineering Equation Solver) para o tratamento dos parâmetros experimentalmente obtidos. Esse programa incorpora funções de avaliação das propriedades termodinâmicas e de transporte de uma série significativa de refrigerantes, proporcionando ainda, a solução de sistemas de equações, regressões, a elaboração de tabelas e a confecção de gráficos, além de outros recursos. Desta forma, era conveniente o transporte dos parâmetros experimentais do sistema de aquisição para o EES, de forma a usar as facilidades oferecidas pelo mesmo.

3.10.3 – Incerteza Propagada.

A Tabela 3.1 mostra a precisão de cada instrumento utilizado na bancada experimental, conforme descrito anteriormente, bem como os valores máximo e mínimo da incerteza, em valores absolutos, propagada no coeficiente de transferência de calor. A Tabela III.1, do Anexo III, apresenta as incertezas associadas aos valores do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente.

Tabela 3.1 – Precisão e Incerteza dos Parâmetros envolvidos nos ensaios.

Parâmetro	Precisão	Incerteza mínima (%)	Incerteza máxima (%)
Temperatura	$\pm 0,2^{\circ}\text{C}$		
Pressão	$\pm 0,3\%$		
Vazão	$\pm 0,15\%$		
Potência Elétrica	$\pm 0,5\%$		
Coeficiente de Transferência de Calor, h		2,21	12,82

CAPITULO 4 – Análise de Resultados Experimentais.

4.1 – Introdução.

Neste capítulo serão analisados os resultados obtidos experimentalmente. Serão discutidas as influências de parâmetros como: velocidade mássica, fluxo de calor, temperatura de evaporação e refrigerante. Entretanto, antes da análise propriamente dita dos dados obtidos, será feita uma breve revisão das misturas, abordando pontos de interesse desta pesquisa. Essa revisão tem por objetivo a justificativa da forma como o R-404A foi tratado neste trabalho.

Os resultados experimentais utilizados neste trabalho estão apresentados no APÊNDICE III. Os refrigerantes ensaiados foram o R-22, R-134a e o R-404A, este último uma mistura quase-azeotrópica. As condições dos testes estão resumidas no item 3.9.1 do capítulo anterior.

4.2 – Misturas.

Uma mistura de dois (ou mais) fluidos miscíveis pode apresentar tanto características azeotrópicas quanto não-azeotrópicas. No primeiro caso, a mistura se comporta como um fluido puro; o que significa que, para uma dada pressão, a mudança de fase ocorre a uma única temperatura. A concentração (aqui definida como a relação entre a massa do componente mais volátil e a massa total da mistura) da fase vapor é idêntica a concentração da fase líquida. A Fig. 4.1 mostra o diagrama de equilíbrio temperatura-concentração para uma mistura azeotrópica de dois componentes A e B. O ponto “0” representa o componente B puro e o ponto “1” representa o componente A puro. Para a concentração C, a mistura se comporta como um fluido puro. Este é o exemplo de uma mistura de 48,8%, em massa, do R-22 e 51,2% do R-115: o R-502. Trata-se, então, de uma mistura de um HCFC com um CFC. Esse refrigerante possui características semelhantes ao R-22 mas possui pelo menos duas vantagens em relação àquele: menor

temperatura de descarga na compressão e melhor miscibilidade com o óleo lubrificante. Sua principal utilização tem sido a nível comercial em aplicações de baixa temperatura de evaporação: balcões frigoríficos, gôndolas de supermercados, pequenas câmaras frigoríficas, etc.

No segundo caso, a mistura é dita não-azeotrópica (ou zeotrópica). Dessa forma, para uma dada pressão, a mistura não mais evapora a uma temperatura constante, mas em uma “faixa” de temperaturas que depende da concentração dos componentes na mistura e, nesse caso, a concentração da fase vapor é diferente da concentração da fase líquida. A Fig. 4.2 apresenta o diagrama de equilíbrio de uma mistura não-azeotrópica de dois componentes A e B. Para uma dada concentração C do componente A, a uma dada pressão, com a adição contínua de calor à mistura líquida, o processo de ebulição se inicia em uma temperatura T_b (temperatura de ebulição) e termina na temperatura T_d (temperatura de orvalho). A curva de ebulição, indicada na Fig. 4.2, representa a sucessão de pontos representativos de início de ebulição para todas as concentrações possíveis do componente A em B, já a curva de condensação representa a sucessão de pontos de final de ebulição (ou início de condensação). Para a mesma concentração C, um ponto entre T_b e T_d , representa um estado no qual líquido e vapor coexistem em equilíbrio termodinâmico. Como cada componente da mistura possui uma temperatura de início de ebulição, após o início desse processo, ocorrerá a alteração da concentração dos componentes na mistura. Durante o processo de evaporação, a concentração do componente mais volátil irá diminuir progressivamente na fase líquida e aumentar na fase vapor enquanto que o inverso ocorrerá para o componente menos volátil. Para o estado correspondente ao ponto D da Fig. 4.2, as concentrações das fases líquida e vapor podem ser determinadas traçando uma linha horizontal desde o ponto considerado, até alcançar a curva de ebulição e condensação respectivamente. A partir dos pontos encontrados baixam-se verticais que determinam as concentrações de cada fase.

A cada pressão corresponde um par de curvas de mudança de fase no diagrama de equilíbrio. Assim, quando a pressão aumenta as curvas de condensação e de evaporação se deslocam para cima, indicando um aumento da temperatura de mudança de fase com a pressão.

Figura 4.1 – Variação da temperatura em função da composição, para uma mistura Azeotrópica.

Figura 4.2 – Variação da temperatura em função da composição, para uma mistura Não-azeotrópica.

4.2.1 – Misturas Quase-azeotrópicas.

Como citado anteriormente, uma das características das misturas não-azeotrópicas é a variação da temperatura, denominada de “deslizamento”, durante a mudança de fase, a pressão constante. Essa variação de temperatura pode ser da ordem de até 13 °C, como no caso da mistura de 47% de R-22 com 53% de R-114, em massa. Há casos, entretanto, em que essa diferença é da ordem de 1,0 °C ou mesmo inferior. No caso das misturas R-402A (60% de R-125; 2% de R-290 e 38% de R-22, em massa) e R-404A (44% de R-125; 52% de R-143a e 4% de R-134a, em massa), essas diferenças são de 1,01 °C e 0,45 °C respectivamente. Misturas em que a diferença é inferior a 1,0 °C, são designadas pelo termo “quase-azeotrópica”. Nos ensaios realizados no presente trabalho, mesmo considerando o reduzido deslizamento do R-404A, as propriedades termodinâmicas desse refrigerante foram tomadas para uma temperatura de evaporação média, considerando as pressões de entrada e saída da seção de testes. Os erros encontrados, quando adotado o procedimento acima, foram da ordem de 2 a 3 % relativamente aos valores encontrados na literatura.

O R-404A está sendo proposto com substituto do R-502. De fato esse refrigerante possui propriedades termodinâmicas e de transporte muito semelhantes ao do R-502. A tabela 4.1 compara as propriedades físicas dos dois refrigerantes a 2,4 °C. Para os dois refrigerantes, essas propriedades foram tomadas do ASHRAE *Handbook Fundamentals* (1997).

Tabela 4.1 – Propriedades dos refrigerantes R-404A e R-502 a 2,4 °C.

Propriedade	Unidade	R-404A	R-502
Pressão de saturação	kPa	661	616
Densidade do líquido	kg/m ³	1164	1313
Densidade do vapor	kg/m ³	32,9	34,9
Viscosidade do líquido	μ Pa.s	181	226
Viscosidade do vapor	μ Pa.s	11,7	12,1
Calor específico do líquido	kJ/kg K	1,34	1,18
Calor específico do vapor	kJ/kg K	0,93	0,71
Calor latente	kJ/kg	166,3	144,9
Tensão superficial	N/m	0,00746	0,00992
Pressão crítica	kPa	3732	4075
Massa molecular	-	97,6	111,63
Temperatura de ebulição	°C	2,4	2,4
Temperatura de orvalho	°C	2,8	2,4

Como pode ser observado, as propriedades dos dois refrigerantes são muito semelhantes. As diferenças entre as propriedades dos dois refrigerantes, salvo raras exceções, situa-se na faixa de 10 a 15 %. Deve-se ressaltar ainda que o R-404A é uma mistura de refrigerantes da família do HFC's, portanto inofensivos à camada de ozônio, ao contrario do R-502 que é constituído da mistura de um HCFC (R-22) e um CFC (R-115).

4.3 – Análise dos Resultados Experimentais Obtidos.

4.3.1 – Efeito da Velocidade Mássica.

A velocidade mássica é um dos parâmetros que mais afeta o mecanismo de transferência de calor em ebulição convectiva devido tanto a efeitos dinâmicos como de transição de regimes de escoamento. As Figs. 4.3a e b, obtidos para os refrigerantes R-404 e R-22, são representativas do efeito da velocidade mássica. Uma cuidadosa observação permite identificar duas faixas para a velocidade mássica, correspondentes a comportamentos distintos do coeficiente de transferência de calor. Esses resultados podem ser agrupados em duas faixas: velocidade mássica reduzida, englobando valores menores que $200 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$, e elevada para $G \geq 200 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$.

1- Faixa de velocidade mássica reduzida. O coeficiente de transferência de calor apresenta fraca dependência do título. Isso provavelmente está relacionado à ocorrência do padrão ondulado em toda a faixa de título considerado neste estudo, antes da ocorrência da secagem da parede. O coeficiente de transferência de calor aumenta com a velocidade mássica devido à diminuição da espessura do filme líquido na parte inferior do tubo, o que provoca a exposição, ao vapor, de uma grande área do tubo. Também pode ser observado nas Figs. 4.3a e b que, a títulos reduzidos, o coeficiente de transferência de calor é pouco afetado pela velocidade mássica provavelmente devido a presença de uma significativa porção de líquido, com possível ocorrência de ebulição nucleada sobre a superfície aquecida.

2- Faixa de velocidade mássica elevada. O coeficiente de transferência de calor apresenta distintos comportamentos dependendo da faixa de título observada. Para título acima de 50%, o alcance depende da velocidade mássica, o coeficiente de transferência de calor diminui inicialmente com o título. Isso, provavelmente, se deve a transição do padrão bolhas para o intermitente. Então um contínuo incremento do coeficiente de transferência de calor pode ser notado, correspondendo ao estabelecimento do padrão anular de escoamento e à progressiva evaporação da fina camada de líquido aderida à parede do tubo.

Comportamentos similares foram obtidos para diferentes refrigerantes, como notado nas Figs. 4.3a e b. Na Fig. 4.3a, as barras de incerteza foram introduzidas em cada ponto. Pode ser claramente observado que as incertezas reduzidas estão associadas aos reduzidos valores do coeficiente de transferência de calor. Esse resultado era esperado uma vez que, neste caso, a diferença entre a temperatura do fluido e da parede é maior.

Figura 4.3a – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito da velocidade mássica. Refrigerante R-404A, $T_{SAT} = 8^\circ C$, $\phi = 5 \text{ kW/m}^2$.

Figura 4.3b – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito da velocidade mássica. Refrigerante R-22, $T_{SAT} = 15^\circ C$, $\phi = 5 \text{ kW/m}^2$.

4.3.2 – Efeito do Fluxo de Calor.

O efeito do fluxo de calor sobre o coeficiente de transferência de calor é mostrado nas Figs. 4.4a e b, para os refrigerantes R-134a e R-404A, para uma velocidade mássica de $300 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$, que corresponde a faixa de velocidade mássica elevada, da seção precedente. O padrão mostrado nessas figuras corresponde ao que foi descrito na seção precedente. O fluxo de calor afeta o coeficiente de transferência de calor, especialmente na região de títulos reduzidos, como pode ser observado na Fig. 4.4a, este efeito é uma clara indicação da ocorrência de ebulição nucleada. Nesse caso, o coeficiente de transferência de calor depende do fluxo de calor, aumentando com o mesmo. Conforme o título aumenta, as curvas correspondentes a diferentes fluxos de calor tendem a colapsar devido a supressão da nucleação de bolhas motivado pela, relativamente, baixa temperatura do filme líquido que cobre a superfície, no padrão anular. É interessante notar que a intensa evaporação na interface líquido-vapor, no padrão anular, resfria eficientemente tanto a superfície como o filme líquido permitindo o aumento do coeficiente de transferência de calor e a supressão da nucleação de bolhas. Esse comportamento foi observado anteriormente e confirmado no presente estudo para fluxos de calor menores que 10 kW/m^2 , como ilustrado nas Figs. 4.4a e b. Por outro lado, altos valores do fluxo de calor parecem afetar o coeficiente de transferência de calor de maneira distinta. De fato, o fluxo de calor afeta o coeficiente de transferência de calor em toda a faixa de títulos, particularmente para o refrigerante R-404A, como observado na Fig.4.4b. Esta tendência pode indicar a ocorrência de ebulição nucleada mesmo a títulos da ordem de 80%, que é uma característica pouco usual. Efeitos da resistência elétrica de aquecimento e erros na leitura da temperatura foram descartados. Se esse fosse o caso, altos fluxos de calor estariam associados a altas temperaturas da parede, diminuindo o coeficiente de transferência de calor, uma tendência oposta ao que se observa nas Figs. 4.4a e b.

Figura 4.4a – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do fluxo de calor para faixa de velocidade mássica elevada. R-134a; $T_{\text{SAT}}=8 \text{ } ^\circ\text{C}$; $G=300 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$.

Figura 4.4b – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do fluxo de calor para faixa de velocidade mássica elevada. R-404A; $T_{\text{SAT}}=8 \text{ } ^\circ\text{C}$; $G=300 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$.

Resultados para faixa de velocidade mássica reduzida são apresentados nas Figs. 4.5a e b, para os refrigerantes R-22 e R-404A. O coeficiente de transferência de calor é afetado por e aumenta com o fluxo de calor em toda a faixa do título, embora, para um fluxo de calor particular, ele ainda permaneça essencialmente constante ou sofra uma ligeira redução com o título, como observado nas discussões de seções anteriores. Esse comportamento, certamente, está associado ao efeito da ebulição nucleada na camada de líquido na parte inferior do tubo.

As Figs. 4.5a e b, também ilustram pontos de dados à diferentes temperaturas de saturação, indicando um menor efeito deste parâmetro sobre o coeficiente de transferência de calor. O efeito da temperatura de saturação será discutido em maiores detalhes na próxima seção.

Figura 4.5a – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do fluxo de calor para faixa de velocidade mássica reduzida. R-22; $T_{SAT}=8$ e 15°C ; $G=100 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$.

Figura 4.5b – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do fluxo de calor para faixa de velocidade mássica reduzida. R-404A; $T_{SAT}=8$ e 15°C ; $G=50 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$.

4.3.3 – Efeito da Temperatura de Saturação.

Para a avaliação do efeito da temperatura de saturação sobre o coeficiente de transferência de calor foram realizados ensaios nas temperaturas de 8 e 15°C . Embora limitada para uma análise em profundidade dos efeitos sobre o coeficiente de transferência de calor, essas temperaturas envolvem valores suficientes para permitir tirar algumas conclusões bastante interessantes. A Fig. 4.6 ilustra um gráfico da variação do coeficiente de transferência de calor com o título obtido experimentalmente com o refrigerante R-22 para uma velocidade mássica de $300 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$. É interessante notar que, para fluxos de calor reduzidos, os efeitos da temperatura de saturação são restritos à região de títulos reduzidos onde a ebulição nucleada está claramente presente. Na região de títulos elevados, onde se observa o padrão anular, o efeito da temperatura de saturação sobre o coeficiente de transferência de calor é pouco significativo, embora um interessante efeito possa ser observado na figura. De fato, o coeficiente de transferência de calor à baixas temperaturas de saturação tende a alcançar valores maiores que aqueles correspondentes à altas temperaturas. Isso está claramente relacionado à resistência térmica do filme líquido junto

à parede interna do tubo, sob padrão anular, que é inversamente proporcional à condutividade térmica do líquido. Uma vez que a condutividade térmica do líquido diminui com a temperatura, o mesmo ocorre com o coeficiente de transferência de calor, o que explica a tendência observada na Fig. 4.6.

A temperatura de saturação afeta uniformemente o coeficiente de transferência de calor em toda a faixa de títulos considerada na figura, para fluxo de calor de 20 kW/m^2 . Isso é outra evidência que, para fluxos de calor elevados, a ebulição nucleada pode ocorrer a títulos da ordem de até 80%.

Figura 4.6 – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito da temperatura de saturação. R-22; $G= 300 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$.

4.3.4 – Efeito do Refrigerante.

Os refrigerantes considerados nesta pesquisa pertencem a diferentes famílias de compostos halogenados. Suas propriedades de transporte, embora sendo relativamente próximas, apresentam diferenças que podem afetar o mecanismo de transferência de calor na parede do tubo. As Figs. 4.7a e b, ilustram como o coeficiente de transferência de calor varia com o

particular refrigerante. A Fig. 4.7a apresenta os resultados obtidos para $G = 300 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$, que pertence a faixa de velocidade mássica elevada. O comportamento do coeficiente de transferência de calor é semelhante para todos os refrigerantes ensaiados, com as tendências previamente discutidas sendo claramente mostradas nessa figura. O refrigerante R-134a apresenta maiores valores para o coeficiente de transferência de calor, enquanto o R-404A apresenta os menores valores para esse coeficiente, confirmando os resultados obtidos anteriormente.

A Fig. 4.7b ilustra resultados experimentais obtidos com velocidade mássica de $200 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$. Digno de nota, são as diferentes tendências em relação à Fig. 4.7a. A variação do coeficiente de transferência de calor, com o título, para o refrigerante R-134a apresenta o comportamento típico correspondente à velocidades mássicas elevadas, com a ebulição nucleada dominando a região de títulos reduzidos seguindo-se a transição para o padrão anular de escoamento, que nesse caso, ocorre à títulos da ordem de 20%. O comportamento dos outros dois refrigerantes é adverso relativamente ao modelo físico, geralmente aceito, e discutido anteriormente. No caso do refrigerante R-22, a transição para o padrão anular ocorre à títulos da ordem de 40%, entretanto para o refrigerante R-404A a transição é postergada para títulos da ordem de 60%. Esses dois refrigerantes são caracterizados por uma região intermediária onde o coeficiente de transferência de calor permanece constante, um comportamento similar ao do padrão ondulado. Algumas observações adicionais acerca da Fig. 4.7b podem ser sumarizadas como:

- 1 – Na região de títulos reduzidos, onde o mecanismo de ebulição nucleada é dominante, o coeficiente de transferência de calor associado ao refrigerante R-404A apresenta os maiores valores enquanto os menores valores correspondem ao refrigerante R-22.
- 2 – A variação do coeficiente de transferência de calor para os refrigerantes R-134a e R-22 apresentam uma inflexão que não é observada à velocidades mássicas elevadas. Além disso, o coeficiente de transferência de calor do refrigerante R-134a é maior que o do R-22, invertendo a tendência observada quando a velocidade mássica é de $300 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$.
- 3 – Dado o comportamento atípico do coeficiente de transferência de calor, quando $G=200 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$, para os três refrigerantes considerados neste estudo, esta velocidade mássica pode estar associada à transição entre as velocidades mássicas: reduzida e elevada.

Figura 4.7a – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do refrigerante. $T_{SAT} = 8\text{ }^\circ C$, $\phi = 5\text{ kW/m}^2$, $G = 300\text{ kg/(s m}^2\text{)}$.

Figura 4.7b – Variação do coeficiente de transferência de calor com o título. Demonstração do efeito do refrigerante. $T_{SAT} = 8\text{ }^\circ C$, $\phi = 5\text{ kW/m}^2$, $G = 200\text{ kg/(s m}^2\text{)}$.

4.4 – Conclusões.

A análise levada a efeito no presente capítulo permitiu extrair algumas importantes conclusões acerca dos efeitos dos diferentes parâmetros sobre o coeficiente de transferência de calor. Um sumário dessas conclusões é apresentado a seguir.

1- *Efeito da velocidade mássica.* No que diz respeito a influência da velocidade mássica, a análise foi efetuada considerando duas faixas: reduzida, englobando valores da velocidade mássica menores que $200 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$, e elevada para $G \geq 200 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$. No primeiro caso o coeficiente de transferência de calor se mantém praticamente inalterado ao longo do evaporador com predominância do padrão estratificado. Quando $G \geq 200 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$, que caracteriza as velocidades mássicas elevadas, o comportamento do coeficiente de transferência de calor depende da faixa de títulos analisados. Na região de títulos reduzidos, o coeficiente de transferência de calor diminui inicialmente com o título, provavelmente devido à transição do padrão bolhas para o intermitente. Após essa transição o coeficiente passa a aumentar continuamente com o título, efeito esse causado pela progressiva diminuição da espessura do filme líquido junto à parede do tubo.

2- *Efeito do fluxo de calor.* Como mostrado, principalmente nas Figs. 4.4a e b, o fluxo de calor afeta o coeficiente de transferência de calor, especialmente na região de títulos reduzidos, esse efeito é devido à ocorrência da ebulição nucleada. Nesse caso o coeficiente de transferência de calor depende do fluxo de calor, aumentando com este. A medida que o título aumenta, as curvas correspondentes a diferentes fluxos de calor tendem a colapsar devido a supressão da nucleação de bolhas motivado pela baixa temperatura do filme líquido que cobre a superfície, no padrão anular. Elevados valores do fluxo de calor, entretanto, parecem afetar o coeficiente de transferência de calor de maneira diferente. Na Fig. 4.4b, para o refrigerante R-404A, quando $\phi = 20 \text{ kW/m}^2$, o coeficiente de transferência de calor apresenta comportamento típico do padrão ondulado, embora a velocidade mássica não corresponda a esse padrão. Esse comportamento pode estar associado a ocorrência de ebulição nucleada, mesmo a títulos da ordem de 80%.

3- *Efeito da temperatura de saturação.* A temperatura de saturação afeta o coeficiente de transferência de calor, principalmente na região de títulos reduzidos devido a ocorrência da ebulição nucleada. Na região de títulos elevados o coeficiente é pouco afetado. Notou-se ainda que o coeficiente de transferência de calor à baixas temperaturas de saturação tende a alcançar valores maiores que aqueles correspondentes à altas temperaturas. Isso está claramente

relacionado à resistência térmica do filme líquido junto à parede interna do tubo, sob padrão anular, que é inversamente proporcional à condutividade térmica do líquido.

4- *Efeito do refrigerante*. Os refrigerantes utilizados na presente pesquisa foram: R-22, R-134a e R-404A. A Fig. 4.7a, para $G=300 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$, apresenta comportamentos semelhantes para os três refrigerantes ensaiados, conforme discutido anteriormente. Entretanto, na Fig. 4.7b, onde $G=200 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$, o comportamento do coeficiente de transferência de calor apresenta certas particularidades. Na região de títulos reduzidos, o refrigerante R-404A, apresenta maior coeficiente de transferência de calor, ao contrário do caso anterior. No caso do refrigerante R-22, a transição para o padrão anular ocorre à títulos da ordem de 40%, enquanto que para o refrigerante R-404A essa transição ocorre apenas a títulos da ordem de 60%. Dado esse comportamento, a velocidade massica $G=200 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$, pode estar associada à transição entre as velocidades mássicas reduzida e elevada.

CAPÍTULO 5 – Correlação de Resultados Experimentais.

5.1 – Introdução.

O objetivo precípuo deste capítulo é a proposição de uma correlação de dados experimentais obtidos através do equipamento experimental descrito no capítulo 3. Os resultados experimentais serão comparados com algumas correlações selecionadas da literatura. Uma das correlações é a de KANDLIKAR, a qual, como visto no capítulo 2, está entre aquelas que apresentam menores desvios médios em relação aos dados experimentais. A utilização dessa correlação depende do parâmetro F_{fl} , que incorpora as características intrínsecas de cada refrigerante ensaiado. No caso do refrigerante R-404A, o parâmetro não está disponível e será aqui determinado, o que possibilitará a aplicação da correlação de KANDLIKAR a esse refrigerante.

5.2 – Determinação do Fator Dependente do Fluido, F_{fl} , da Correlação de KANDLIKAR.

Conforme mencionado anteriormente, a correlação de KANDLIKAR (1990) foi classificada como Estritamente Empírica e é uma das mais bem estabelecidas entre as correlações citadas, tendo sido usada por vários autores como referência para resultados experimentais. No desenvolvimento dessa correlação o autor introduziu um termo que depende do fluido: F_{fl} . A introdução desse termo foi justificada pelo fato de proporcionar menores desvios médios quando da aplicação da correlação. Se, por um lado, a introdução do termo F_{fl} proporciona menores desvios médios, por outro, dificulta a aplicação da correlação, visto que esse termo não foi determinado para todos os fluidos, mormente os novos refrigerantes, como é o caso do R-404A.

A determinação desse termo é de fundamental importância pois permitirá ajustar a correlação de KANDLIKAR aos dados experimentais obtidos no presente estudo. A determinação do F_{jL} foi realizado utilizando 348 pontos experimentais para o R-404A, sob as seguintes condições:

- Temperatura de Evaporação: 8 e 15 °C.
- Fluxo de Calor: 5, 10 e 20 kW/m²
- Velocidade mássica: 50, 100, 200, 300 e 500 kg/(s.m²)
- Título médio: 5,8 a 98%

O procedimento utilizado para a determinação do termo F_{jL} foi semelhante àquele adotado pelo autor. Utilizando a correlação, o valor do coeficiente de transferência de calor foi calculado para valores do título correspondente aos dados experimentais. O valor do termo F_{jL} variou entre 0,50 e 5,00; para todos os casos foi calculado o desvio médio, definido pela seguinte expressão:

$$\bar{d} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \left(\frac{h_{\text{exp}} - h_{\text{Kan}}}{h_{\text{exp}}} \right) \cdot 100 \right| \quad (5.1)$$

O valor de F_{jL} que proporcionou o melhor resultado foi de 1,55 que corresponde a um desvio médio de 15,04% em relação aos dados experimentais.

5.3 – Desenvolvimento de uma Correlação para Coeficiente de Transferência de calor.

Nesta seção serão discutidos os procedimentos adotados no desenvolvimento de uma correlação para a determinação do coeficiente de transferência de calor que caracterize os resultados experimentais obtidos. Inicialmente será feita uma justificativa da escolha do modelo adotado e a seguir será apresentado o procedimento adotado no ajuste da correlação ao banco de dados disponível. A correlação resultante apresentou desvios médios compatíveis com as correlações classificadas como Estritamente Empíricas, mesmo com a inclusão dos dados experimentais de velocidades mássicas reduzidas e elevadas ($G=50$ e 500 kg/s m²), que em geral não são incluídas na avaliação de outras correlações.

5.3.1- O Modelo

No capítulo 2, as correlações para o coeficiente de transferência de calor foram divididas em: a) Modelos Estritamente Convectivos, b) Modelos de Superposição de Efeitos e c) Modelos Estritamente Empíricos. Esses modelos foram exaustivamente discutidos anteriormente. BANDARRA FILHO (1997), utilizando os dados experimentais obtidos no ACRC¹, fez uma análise comparativa, tendo denominado as correlações do terceiro grupo como “Correlações Baseadas em Banco de Dados”. As correlações pertencentes ao primeiro grupo apresentaram os maiores desvios médios. Desse grupo, a correlação de CHADDOK & NOERAGER (1966) apresentou o maior desvio médio, com 86%, enquanto a correlação de PANEK (1992) apresentou um desvio de 20%, o menor para esse grupo. As correlações classificadas como Estritamente Empíricas apresentaram, “em média”, os menores desvios médios entre todas as correlações apresentadas. A correlação de KANDLIKAR (1990) apresentou desvio de 14,2% enquanto a de SHAH (1982) mostrou um desvio de 17,7%. As correlações do segundo grupo apresentaram desvios médios intermediários entre as do primeiro e do terceiro grupo. Dentre essas, as correlações de WATTELET (1994) e de LIU & WINTERTON (1991) apresentaram os menores desvios: 12,3% e 19%, respectivamente. Esses dois modelos, embora classificados como pertencentes ao segundo grupo, representam o modelo assintótico, no qual, como visto anteriormente, o coeficiente de transferência de calor é obtido segundo um processo de superposição não-linear dos mecanismos de ebulição nucleada e convectiva, que as diferencia das demais correlações do grupo. Argumentos a esse respeito foram apresentados no Capítulo 2. No presente trabalho, o modelo assintótico foi eleito para o desenvolvimento da correlação pretendida. Além disso, foi observado que o desenvolvimento de uma correlação Estritamente Empírica exige um banco de dados mais extensivo que o obtido neste trabalho. Os termos dessa correlação serão desenvolvidos nos moldes da correlação de CHEN. Uma correlação de ebulição nucleada em piscina, devidamente corrigida para considerar os efeitos do escoamento do fluido, será utilizada para representar o termo referente à ebulição nucleada enquanto a parte de ebulição convectiva será avaliada da mesma forma proposta por CHEN. Eventualmente, o número do Froude, Fr , será utilizado para considerar os efeitos das vazões reduzidas, enquanto o número de ebulição, Bo , será empregado para evidenciar a formação e a presença de bolhas no escoamento. A forma da correlação proposta, que segue o modelo assintótico é:

¹ Air Conditioning Refrigeration Center da University of Illinois at Champaign-Urbana, USA.

$$h_B = \left[(F \cdot h_L)^n + (S \cdot h_{EN})^n \right]^{1/n} \quad (5.2)$$

Os termos da equação acima serão discutidos e avaliados a seguir.

5.3.2- O Termo Convectivo.

Partindo da premissa que os mecanismos de transferência de calor atuam de forma independente, optou-se por desenvolver uma correlação estritamente convectiva, baseada na forma da Eq. (2.45), para representar o termo de ebulição convectiva da correlação assintótica proposta neste estudo. Entretanto, a forma da correlação deve atender a condição onde $X_{tt} \rightarrow \infty$, que corresponde ao escoamento de líquido na seção do tubo, que implica num valor de (h_B / h_L) igual a unidade, como discutido no capítulo 2. A correlação de DITTUS-BOELTER foi escolhida para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico, pela sua simplicidade e facilidade de aplicação. A correlação proposta segue a forma da Eq. (2.45),

$$\frac{h_B}{h_L} = 1 + C_1 \cdot X_{tt}^{-C_2} \quad (2.45)$$

Vale destacar que o lado direito da Eq. (2.45) acima representa o fator F , nos mesmos moldes que o definido anteriormente por CHEN. Para a determinação das constantes C_1 e C_2 , o banco de dados foi cuidadosamente examinado e os dados correspondentes a fluxos de calor reduzidos aliados a vazões elevadas foram selecionados. Esses dados representam situações nas quais o coeficiente de transferência de calor é fortemente dominado por mecanismos convectivos. Esses dados foram utilizados para ajustar o valor das constantes C_1 e C_2 , que resultou nos valores de 1,893 para C_1 e 0,77 para C_2 . Para esse ajuste foi utilizado o programa EES (Engineering Equation Solver), através do qual os coeficientes “ótimos” foram obtidos com base no desvio médio. No sentido de verificar o comportamento de uma correlação em termos de Co , este parâmetro foi utilizado, ao invés de X_{tt} , tendo proporcionado desvios médios superiores. Optou-se, assim, pela correlação em termos de X_{tt} .

5.3.3- O Termo Referente à Ebulição Nucleada.

Como mencionado anteriormente, o termo referente à ebulição nucleada foi desenvolvido utilizando uma correlação clássica, devidamente corrigida pelo chamado fator de supressão de bolhas, S . No desenvolvimento da correlação de CHEN foi utilizada a

correlação de FOSTER & ZUBER, Eq.(2.50). Esta correlação, entretanto, é complexa e requer o conhecimento da temperatura da parede. No desenvolvimento da correlação de JUNG & RADERMACHER, foi utilizada a correlação de STEPHAN & ABDELSALAM, Eq.(2.71), para a avaliação do termo de ebulição nucleada. Essa correlação exige, além do conhecimento da tensão superficial, o diâmetro de desprendimento de bolha. De acordo com KLAUSNER et al. (1993), a análise de diâmetros de desprendimentos encontrados para ebulição em piscina não podem ser aplicados em ebulição convectiva. Os mecanismos de desprendimento de bolhas são completamente diferentes para os dois casos. Dessa forma, optou-se pela correlação de COOPER, Eq.(2.63), que associa simplicidade e precisão, sendo função da pressão reduzida, fluxo de calor e massa molecular, parâmetros esses de fácil obtenção.

O fator de supressão de bolhas foi desenvolvido obedecendo as premissas estabelecidas por CHEN: à medida que a vazão aumenta, o gradiente de temperatura junto à parede torna-se mais pronunciado, o que dificulta a nucleação de bolhas. Nessas condições, S deveria assumir valores reduzidos. Por outro lado, quando a vazão diminui, S tende à unidade. Dessa forma, propôs-se que esse fator fosse inversamente proporcional ao número de Reynolds. Para a determinação de uma função para o Fator de supressão, S , adotou-se a abordagem de COLLIER, que sugeriu para esse fator uma função do tipo:

$$S = 1 / (1 + C_3 \cdot Re_L^{C_4}) \quad (5.3)$$

O banco de dados disponível foi utilizado para ajustar as constantes C_3 e C_4 . Desse banco foram excluídos os dados utilizados na determinação do fator de intensificação, F . Como resultado desse ajuste, foram encontrados os valores de $3,45 \cdot 10^{-6}$ e 1,25 para C_3 e C_4 , respectivamente. Da mesma forma como na determinação do fator de intensificação F , aqui também foi utilizado o programa EES (Engineering Equation Solver), para o cálculo dos coeficientes, baseado no desvio médio.

Utilizando procedimentos idênticos àqueles utilizados para a avaliação de F e S , encontrou-se o valor de 3,07 para o expoente “n” da correlação (5.2). Após a substituição das constantes calculadas, sua forma final fica:

$$h_B = \left[(F \cdot h_L)^{3,07} + (S \cdot h_{EN})^{3,07} \right]^{1/3,07} \quad (5.4)$$

$$F = 1 + 1,893 \cdot X_{II}^{-0,77} \quad (5.5)$$

$$S = 1 / \left(1 + 3,45 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}_L^{1,25} \right) \quad (5.6)$$

$$h_L = 0,023 \cdot \text{Re}_L^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{k_L}{D} \right) \quad (2.47)$$

$$h_{EN} = 55 \cdot P_{red}^{0,12} \cdot (-\log P_{red})^{-0,35} \cdot M^{-0,5} \cdot \phi^{0,67} \quad (2.63)$$

A correlação (5.4), da forma como está representada, proporcionou um desvio médio de 23,2% para os três refrigerantes ensaiados, sob as condições descritas na seção 3.9. Esse desvio, embora pareça elevado, é compatível com os desvios apresentados pelas correlações classificadas como Superposição de Efeitos. De acordo com BANDARRA FILHO, em média, essas correlações apresentaram desvio médio de 20,8% em relação aos dados experimentais do ACRC. Esses desvios também foram observados nas comparações realizadas no presente trabalho e apresentadas na Tabela 5.1.

A seguir serão apresentados os procedimentos adotados para a redução do desvio médio proporcionados pela correlação (5.4). Esses procedimentos tratam da incorporação, à correlação desenvolvida, dos números de ebulição, Bo , Eq. (2.57) e de Froude, Fr , Eq. (2.60). O primeiro adimensional contempla a formação de bolhas no escoamento enquanto que o segundo incorpora os efeitos de sua estratificação.

5.3.4- O Efeito das Vazões Reduzidas e da Ebulição Nucleada.

A análise do banco de dados, mostrou que os maiores desvios estão associados aos dados referentes à vazões reduzidas e nas regiões de título elevado para vazões elevadas. No primeiro caso, ficou claro a influência do padrão de escoamento observado: o estratificado. No segundo, os elevados desvios podem ser decorrentes da formação de bolhas mesmo a títulos elevados, conforme mostrado no capítulo anterior.

De acordo com BANDARRA FILHO, em ebulição convectiva, o número de ebulição é utilizado para evidenciar a presença de bolhas no escoamento, bem como os altos fluxos de calor, aplicados à parede do tubo. Se por um lado, escoamentos com vazões elevadas tendem a inibir a formação de bolhas pela redução da sub-camada laminar junto à parede, altos fluxos de calor impostos a esta mesma parede tendem a favorecer a formação dessas bolhas. Dessa forma, tanto a velocidade mássica como o fluxo de calor causam uma significativa dependência no mecanismo de transferência de calor, ou em sua quantificação: o coeficiente de transferência de calor. Espera-se, portanto, que esse mecanismo seja governado por um

grupo adimensional que incorpore esses dois parâmetros e esse adimensional pode ser representado pelo número de ebulição, Bo , introduzido na Eq. (257).

O número de ebulição foi incorporado ao fator de supressão de Bolhas, S_b , da Eq. (5.6), tendo sido introduzido como fator multiplicativo ao Re_L , afetado de coeficiente e expoente numéricos que resultaram iguais a 1,55 e 0,22 respectivamente, para o desvio médio mínimo.

Como observado anteriormente, no caso dos escoamentos com vazões reduzidas, nos quais se observa o padrão estratificado, o coeficiente de transferência de calor experimental valores reduzidos, visto que uma porção significativa da superfície aquecida fica exposta ao vapor. Assim, introduziu-se o número de Froude para correlacionar os resultados experimentais obtidos sob essas condições. Da análise dos dados de padrões de escoamento e do coeficiente de transferência de calor constatou-se que o padrão de escoamento tornou-se predominantemente estratificado quando o número de Froude esteve abaixo de 0,06. Esse valor representa os dados obtidos com velocidades mássicas abaixo de $150 \text{ kg/(s m}^2\text{)}$. A expressão escolhida para corrigir o termo convectivo da correlação (5.4), tem a forma:

$$T_c = (16.Fr)^{C_7} \quad (5.7)$$

O termo entre parênteses da expressão (5.7) assume valor próximo a unidade quando o número de Froude é igual ao limite estabelecido de 0,06. A partir dos dados experimentais disponíveis foi encontrado o valor de 1,8 para C_7 . Por outro lado, quando $Fr > 0,06$ a constante C_7 assume valor nulo. Inicialmente a expressão (5.7) foi utilizada para multiplicar o termo convectivo da correlação (5.4), entretanto os resultados não corresponderam ao esperado, ou seja, a redução do desvio médio foi ínfima. Tentou-se, ainda, introduzir a expressão (5.7) na Eq. (5.5), mas os resultados não foram significativos. Os cálculos mostraram que os valores calculados da expressão (5.7) eram significativos, entretanto o valor final obtido para o coeficiente de transferência de calor era pouco afetado pela introdução da expressão (5.7). Através de observações visuais do escoamento, verificou-se que, mesmo no padrão estratificado/ondulado, havia a ocorrência de efeitos de ebulição nucleada no líquido (presença de bolhas). Nessas condições é de se supor que os efeitos de superfície livre intervenham na parcela correspondente à ebulição nucleada. Procurou-se, assim, uma solução alternativa que afetasse tanto os efeitos de ebulição estritamente convectiva quanto os de ebulição nucleada pela remoção de Fr para fora dos colchetes da Eq. (5.4), atuando, assim, como fator multiplicativo para ambos os efeitos.

Dessa forma os desvios tornaram-se significativamente menores, passando da ordem de no máximo 60% para valores entre 15 e 30%.

5.3.5- Correlação Final.

Com a incorporação número de ebulição e do número de Froude conforme procedimento descrito na seção precedente, a correlação proposta resultou:

$$h_B = (16.Fr)^{C_7} \left[(F.h_L)^{3,07} + (S.h_{EN})^{3,07} \right]^{1/3,07} \quad (5.7)$$

$$F = 1 + 1,893.X_u^{-0,77} \quad (5.5)$$

$$S = 1 / \left[1 + \left(3,45 \cdot 10^{-6} \text{Re}_L^{1,25} \right) \left(1,55 \cdot \text{Bo}^{0,22} \right) \right] \quad (5.8)$$

$$S = 1 / \left[1 + 5,347 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}_L^{1,25} \cdot \text{Bo}^{0,22} \right]$$

$$C_7 = f(Fr) \quad (5.9)$$

Para a aplicação da correlação é necessário o conhecimento do número de Froude. Quando $Fr > 0,06$, a constante C_7 assume valor nulo. Por outro lado se Fr é igual ou menor que 0,06, então $C_7 = 1,8$.

5.4 – Comparação com Correlações.

No capítulo 4 foram discutidas as influências de parâmetros como o fluxo de calor, a velocidade mássica, a temperatura de saturação, o tipo de refrigerante e o título tem sobre o coeficiente de transferência de calor. Dessas discussões concluiu-se que o comportamento do coeficiente obedece os padrões observados em estudos anteriores. O que se pretende nesta seção é uma avaliação quantitativa desse coeficiente. Com esse propósito, além da aqui desenvolvida, foram selecionadas quatro correlações da literatura para comparar com os valores obtidos experimentalmente para o coeficiente de transferência de calor. Foram selecionadas as correlações de SHAH (1976/82), KANDLIKAR (1990), JUNG & RADERMACHER (1989) e WATTELET (1994). Essas correlações foram discutidas no Capítulo 2 e podem ser encontradas, resumidamente, na Tabela 2.3. As correlações de SHAH e KANDLIKAR foram selecionadas devido terem sido desenvolvidas com auxílio de um banco de dados que incluiu alguns refrigerantes halogenados, além de ambas incluírem o

número de Froude para levar em conta o estratificação do escoamento. No capítulo 2, ambas foram classificadas como Estritamente Empíricas, mas a correlação de SHAH apresenta o Regime de supressão de bolhas que não é contemplado na correlação de KANDLIKAR que considera dois mecanismos principais de transferência de calor: ebulição nucleada e ebulição convectiva. Esta última, por outro lado, inclui o parâmetro F_{NL} , que é o termo de dependência do fluido ensaiado. A correlação de JUNG & RADERMACHER foi selecionada pois apresenta os termos: supressão de bolhas e de intensificação de transferência de calor como sugerido por CHEN (1966), entretanto foi desenvolvida com um banco de dados exclusivamente de refrigerantes halogenados. A última correlação selecionada foi a de WATTELET (1994), pois além de mais recente foi também desenvolvida com base em um banco de dados de refrigerantes halogenados. Como observado no Capítulo 2, esta correlação foi baseada no modelo assintótico e ao contrário de outras correlações do mesmo grupo não inclui o fator de supressão de bolhas.

As Figs. 5.1 – 5.5, apresentam o coeficiente de transferência de calor, dos três refrigerantes ensaiados, sob as condições estabelecidas no item 3.9, calculados pelas correlações de KANDLIKAR, JUNG & RADERMACHER, WATTELET, SHAH e a correlação proposta respectivamente, em função do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente, sob às mesmas condições. Os desvios apresentados pelas quatro correlações são apresentados na Tab. (5.1). Como pode ser observado, excetuando-se a correlação aqui desenvolvida, a de KANDLIKAR apresentou melhor performance entre as correlações apresentadas. Isso pode ser devido a presença do número de Froude que leva em conta a estratificação do escoamento, além do mais, o parâmetro F_{NL} permite um melhor ajuste do termo referente a ebulição nucleada, para cada fluido ensaiado. A correlação proposta por JUNG & RADERMACHER apresentou bons resultados, apesar da ausência do número de Froude, que faz com que essa correlação proporcione melhores resultados em escoamentos com padrão anular. Como pode ser visto na Tab. (5.1), a correlação de JUNG & RADERMACHER apresentou desvios médios bastante uniformes para os três refrigerantes ensaiados, já que os ensaios foram realizados tanto para o padrão anular como para o estratificado. A correlação de SHAH apresentou desvios médios coerentes com as demais, exceto para o R-404A cujo desvio médio apresentado foi de 31,3%, valor este superior às demais. A elevação do desvio médio foi causado principalmente pelos ensaios que envolveram velocidades mássicas reduzidas, principalmente nas regiões de títulos reduzidos. Nota-se que o coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente é sempre maior que aquele previsto pela correlação de SHAH. Como discutido na seção 4.3, para os

escoamentos com velocidade mássica reduzida, o R-404A apresenta um ligeiro decréscimo com o título. As razões desse comportamento já foram discutidas. Esse comportamento não foi previsto pela correlação de SHAH, a qual prevê coeficientes crescentes mesmo à velocidades mássicas reduzidas.

A Fig. 5.3, apresenta o coeficiente de transferência de calor, dos três refrigerantes ensaiados, calculado pela correlação de WATTELET, em função do coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente. Como pode ser observado, a grande maioria dos pontos está localizada acima da linha de 45° indicando que os valores obtidos pela correlação são maiores que os obtidos experimentalmente. Esse fato está associado a ausência do fator de supressão de bolhas, S , da correlação de WATTELET. O valor de S está associado ao gradiente de temperatura junto à parede e assume valores reduzidos quando a vazão é elevada e tende a unidade quando a vazão diminui. Portanto, a parcela referente à ebulição nucleada não sendo mitigada pelo fator de supressão, faz com que o coeficiente, composto pelas duas parcelas da ebulição: nucleada e convectiva, assumam valores mais elevados.

Figura 5.1 – Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de KANDLIKAR *versus* coeficiente de transferência de calor experimental para o R-22, R134a e R-404A.

Figura 5.2 – Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de JUNG & RADERMACHER *versus* coeficiente de transferência de calor experimental para o R-22, R-134a e R-404A.

Figura 5.3 – Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de WATTELET *versus* coeficiente de transferência de calor experimental para o R-22, R-134a e R-404A.

Figura 5.4 – Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de SHAH *versus* coeficiente de transferência de calor experimental para o R-22, R-134a e R-404A.

Figura 5.5 – Coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação (5.7) *versus* coeficiente de transferência de calor experimental para R-22, R-134a e R-404A.

Tabela 5.1 – Desvio médio proporcionados pelas diversas correlações.

Correlação/ Refrig.	R-22	R-134a	R-404A	Média
KANDLIKAR(1990)	23,5	14,2	15,2	17,8
JUNG&RADERMACHER(1989)	22,4	19,8	22,9	21,7
WATTELET (1994)	28,6	19,7	26,7	25,0
SHAH (1982)	25,9	20,8	31,3	26,0
Presente Estudo	15,1	9,0	16,5	13,5

A Fig. 5.5 mostra a comparação entre os valores calculados pela correlação proposta no presente estudo e os valores obtidos experimentalmente do coeficiente de transferência de calor para os refrigerantes ensaiados. Como pode ser observado, houve uma significativa diminuição do desvio comparativamente à correlação (5.4). Analisando a tabela (5.1), nota-se que a correlação proposta proporciona os menores desvios médios, entre todas as correlações testadas, tanto para o refrigerante R-22 com para o R-134a. No caso do refrigerante R-404A, o desvio médio proporcionado pela correlação proposta, é inferior apenas ao proporcionado pela correlação de KANDLIKAR, entretanto, a diferença entre os desvios é da ordem de 8%. O desvio médio englobando os três refrigerantes foi de 13,5%. Observa-se que o desvio médio apresentado pelo R-134a é menor que dos demais refrigerantes. Esse refrigerante apresenta um desvio médio de 9% enquanto os outros dois refrigerantes apresentam desvios médios da ordem de 15 a 16%. Isso pode estar associado a particularidade do banco de dados desse refrigerante. De fato, os dados experimentais obtidos para o R-134a não incluem velocidades mássicas para $G=50 \text{ kg}/(\text{s m}^2)$. Na tentativa de obtenção dos dados experimentais para essa velocidade mássica o escoamento tornou-se altamente instável, com presença freqüente de bolhas na sucção da bomba, o que levava ao descontrole no cálculo do título na entrada da seção de testes.

Apesar dos números apresentados na Tabela (5.1) indicarem que a correlação aqui desenvolvida apresenta resultados promissores, uma forma de aferi-la foi avaliá-la com bancos de dados obtido por outros pesquisadores. A Fig. 5.6 ilustra o coeficiente de transferência da calor calculado pela correlação proposta no presente estudo em função dos coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente por WATTELET para os refrigerantes R-22 e R134a. O desvio médio obtido para os dois refrigerantes foi de 13,1% em relação aos dados experimentais. A correlação proposta por WATTELET proporcionou desvio médio de 11,7%. Esse resultado pode ser considerado promissor considerando que tais

resultados experimentais foram obtidos por outro pesquisador e em diferentes condições das quais foram obtidos os dados usados na presente pesquisa.

Figura 5.6 – Coeficiente de transferência de calor calculado pela Correlação (5.7) usando os dados experimentais obtidos por WATTELET.

5.5 – Conclusão.

Conforme o objetivo inicialmente traçado, foi desenvolvida uma correlação para a determinação do coeficiente de transferência de calor de refrigerantes halogenados, em escoamento horizontal com mudança de fase. A correlação desenvolvida obedece o princípio do modelo assintótico, cujo valor final do coeficiente de transferência de calor é obtido a partir de um processo de superposição não-linear dos dois mecanismos de ebulição nucleada e convectiva. A correlação desenvolvida apresentou um desvio médio, para todos os refrigerantes ensaiados, de 13,5%, inferior, portanto, as outras correlações estabelecidas na literatura aberta, a saber: SHAH, JUNG & RADERMACHER, KANDLIKAR e WATTELET. A correlação desenvolvida foi aplicada aos dados experimentais obtidos por WATTELET tendo apresentado um desvio médio de 13,1%, enquanto que o desvio apresentado pelo correlação desenvolvida pelo próprio autor foi de 11,7%, o que foi considerado um bom desempenho para a correlação proposta.

CAPÍTULO 6 – Conclusões e Recomendações.

6.1 – Considerações Iniciais.

Os objetivos traçados inicialmente para esta pesquisa foram satisfatoriamente alcançados. Além da pesquisa bibliográfica detalhada da literatura pertinente ao assunto, a bancada experimental foi projetada e construída, tornando possível a obtenção dos dados experimentais para as condições condizentes com aquelas observadas nos sistemas convencionais de refrigeração. Na análise dos resultados obtidos, os efeitos dos principais parâmetros que intervêm nos mecanismos de transferência de calor foram analisados; quais sejam: Velocidade mássica, G , Fluxo de calor, ϕ , Temperatura de saturação, T_{SAT} , Título, x , e o próprio refrigerante. Com base nos dados obtidos, foi proposta uma correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no escoamento bifásico de refrigerantes halogenados. Essa correlação foi baseada no modelo assintótico, discutido no capítulo 2. A correlação proposta apresentou resultados compatíveis com algumas correlações já estabelecidas na literatura aberta. A seguir são apresentadas as principais conclusões relativas à pesquisa desenvolvida e recomendações para futuros trabalhos que versem sobre o mesmo tema.

6.2 – Conclusões

Com base no levantamento bibliográfico efetuado, foi possível classificar as correlações para a determinação do coeficiente de transferência de calor bifásico, em três distintos grupos: 1 – As estritamente convectivas, 2 – Aquelas baseadas na superposição de efeitos e 3- As classificadas como estritamente empíricas. As correlações do primeiro grupo apresentaram os maiores desvios médios em relação aos dados experimentais, enquanto as do terceiro grupo

apresentaram os desvios mais favoráveis. Dentre as correlações do segundo grupo, merecem destaque aquelas que obedecem o modelo assintótico por apresentarem desvios médios reduzidos. As correlações aqui examinadas apresentaram desvios significativos em relação aos resultados experimentais, sendo, portanto, inadequadas à generalizações e sobretudo mostraram forte dependência das condições operacionais para as quais foram levantadas. Os principais parâmetros que afetaram o coeficiente de transferência de calor foram a velocidade mássica e o fluxo de calor. Alguns parâmetros adimensionais incorporam importantes efeitos relacionados ao coeficiente, e devem ser utilizados na modelagem pois permitem correlacionar melhor os resultados experimentais, notadamente os números de ebulição e de Froude.

A correlação aqui proposta apresentou bons resultados tendo apresentado um desvio médio de 13,5% em relação aos resultados experimentais obtidos na presente pesquisa. Das correlações utilizadas para comparação, aquela que apresentou resultado mais promissor foi a de KANDLIKAR com um desvio médio de 17,8% em relação aos resultados experimentais. A correlação proposta foi avaliada com os dados experimentais obtidos por WATTELET tendo apresentado um desvio médio de 13,1% enquanto o desvio apresentado pela correlação proposta por esse autor foi de 11,9%.

6.3 – Recomendações.

Este estudo foi realizado com a finalidade de servir de aporte para futuros projetos de evaporadores de sistemas de refrigeração. A seguir serão listadas algumas sugestões que possam direcionar futuros estudos sobre o tema. Algumas áreas precisam ser priorizadas considerando o escoamento bifásico de refrigerantes em evaporadores, isto inclui:

- 1- Em relação ao equipamento experimental. De forma geral o equipamento apresenta boa funcionalidade. As faixas alcançadas de fluxo de calor e velocidade mássica são perfeitamente compatíveis com os sistemas de refrigeração convencionais. Entretanto, como constatado, não foi possível obter pontos experimentais, nas regiões de títulos elevados, com altas vazões de refrigerantes. Isso pode ser corrigido com o aumento da potência elétrica do pré-aquecedor e do redimensionamento do evaporador do resfriador da solução anticongelante. Esse redimensionamento possibilitará ainda a realização de ensaios à temperaturas de evaporação mais reduzidas.

2 – Estudo das superfícies intensificadoras. Isto inclui principalmente os tubos microaletados internamente. A vantagem desses tubos é que podem aumentar a área interna de troca de calor, conservando o mesmo diâmetro externo. Experimentalmente, alguns parâmetros devem ser isolados para que seja possível avaliar a sua influência sobre os mecanismos de transferência de calor; exemplo: ângulo de hélice, forma e altura das microaletas. Um outro aspecto importante no estudo dos tubos microaletados é a avaliação da perda de carga nesses tubos. Sabe-se que o aletamento interno provoca não somente o aumento da transferência de calor mas também da perda de carga. Isso precisa ser melhor examinado.

3 – Misturas não-azeotrópicas - Essas misturas estão sendo propostas como substitutas dos refrigerantes mais usados, como o R-22 e o R-502. A manipulação desses compostos deve ser feita com todo cuidado, pois qualquer alteração na composição compromete o seu desempenho. Melhor conhecimento sobre o desempenho dessas misturas deve estar disponível. A consideração de uma variação linear da temperatura ao longo da seção de testes, como aqui adotado, pode não ser adequado para as misturas. Medidas da concentração ao longo da seção de testes também deve ser considerada.

4 – Concentração do óleo – Nos sistemas convencionais de refrigeração, o refrigerante não circula sozinho mas misturado com o óleo lubrificante. Essa mistura óleo-refrigerante apresenta um desempenho térmico diferente do refrigerante puro. Alguns estudos mostram que diferentes percentuais, em massa, de óleo no refrigerante alteram significativamente o coeficiente de transferência de calor. Melhores esclarecimentos sobre esse assunto precisam ser levantados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Obras Citadas

- ALTMAN, M.; NORRIS, R.H. and STAUB, F.W., (1960). Local and Average Heat Transfer and Pressure Drop for Refrigerants Evaporating in Horizontal Tubes; *Journal of heat transfer*, p. 189-198.
- ANDERSON, S. W. ; RICH, D.G.; GEARY, D.F., (1966). Evaporation of R22 in a Horizontal 3/4-in OD tube; *ASHRAE Semianual Meeting* - Houston, Tex., January 24-27.
- BAKER, O.. (1954). Simultaneous Flow of Oil and Gas,. *The Oil and Gas journal*, n.53, p.185-193.
- BANDARRA FILHO, E. P.(1997) Estudo da Transferência de Calor em Ebulição Convectiva de Refrigerantes Halogenados em Tubos Horizontais, Dissertação, Escola de Engenharia de São Carlos-Universidade de São Paulo.
- BERGLES, A.E. and ROHSENOW, W.M., (1964). The Determination of Forced-Convection Surface-Boiling Heat Transfer,. *Journal of Heat Transfer - Transactions of the ASME*, p.365-372.
- CHADDOCK, J.B. and NOERAGER, J.A., (1966).Evaporation of R12 in Horizontal Tube with Constant Wall Heat Flux, *ASHRAE Transactions*, v. 72, part I, p.90-103.
- CHADDOCK, P.E. and BUZZARD, G., (1986). Film Coefficients for In-Tube Evaporation of Ammonia and R502 with and without Small Percentages of Mineral Oil, *ASHRAE Transactions*, n. 2935 (RP-224) p. 22-40.
- CHEN, J.C., (1966). Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. *I&EC Process Design and Development*, p. 322-329.
- COLLIER, J.G. (1972). Convective Boiling and Condensation, 2nd Edition, McGraw-Hill, New York.
- COLLIER, J.G. and THOME, J.R., (1996). Convective Boiling and Condensation, 3th Edition, Oxford Science Publications, New York.

- COOPER, M.G., (1982). Correlation for Nucleate Boiling-formulation Using Reduced Properties; *PCH Physico Chemical Hydrodynamics* v. 03, n. 02 - p. 89-111.
- DITTUS, F.W. and BOELTER, L.M.K., (1930). Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, *University of California Publications in Engineering*, v.2, n.13, p.443-461.
- DENGLER, C.E. and ADDOMS, J.N. (1956). Heat Transfer Mechanism for Vaporization of Water Tube. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, v.52. n.18, p.95-103.
- ECKELS, S.J. and PATE, M.B., (1990). A comparison of R-134a and R12 in Tube Heat Transfer Coefficient Based on Existing Correlations *ASHRAE transactions*, 96 Part I, 256-265.
- FOSTER, H.K. and ZUBER, N., (1955). Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer, *American Institute of Chemical Engineering Journal*, p.531-535.
- GNIELINSKI, V., (1976). New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. *International Chemical Engineering*, v. 16, n. 2, p. 359-368.
- GUERRIERI, S.A. and TALTY, R.D. (1956). A Study of Heat Transfer Organic Liquids in Single Tube, Natural Circulation, Vertical Tube Boilers. *Chemical Engineering Progress Symposium Series* v.52. n.18, p.69-77.
- GUNGOR, K. E. and WINTERTON, R.H.S., (1986). A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, *International Journal Heat Mass Transfer*, v. 9, p. 351-358.
- HAMBRAEUS, K., (1991). Heat Transfer Coefficient, Two Phase Flow Boiling of HFC134a, *USNC IIR - Purdue Refri. Conf., ASHRAE - Purdue CFC Conf.*, p.205-216.
- HAMBRAEUS, K. (1995) Heat Transfer of Oil-contaminated HCFC134a in a Horizontal Evaporator, *International journal of Refrigeration*, vol. 18, No. 02, p. 87-99.
- HEWITT, G.F. and HALL-TAYLOR (1978). Annular Two-Phase Flow. Pergamon Press. New York.
- INCROPERA, F.P. e DE WITT, D.P. (1990). Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 3a Edição, Guanabara Koogan.
- JABARDO, J.M.S. (1988). Transferência de Calor em Escoamentos Bifásicos. *Apostila da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo*.
- JOHNSTON J. R, R.C. and CHADDOCK, J.B., (1966). Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerants Evaporating in Horizontal Tubes, *ASHRAE 71st Annual Meeting, Cleveland, Ohio*.
- JUNG, D.S.; McLINDEN, M.; RADERMACHER, R. and DIDION, D., (1989). A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerant Mixtures *International Journal of Heat and Mass Transfer*. v. 32, n. 9. p. 1751-1764.

- JUNG,D.S.; McLINDEN, M.; RADERMACHER, R. and DIDION, D., (1989). Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Experiments with Mixture of R22/R114. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. v. 32, n. 1, p. 131-145.
- JUNG,D.S.; RADERMAKER,R., (1991). Prediction of Heat Transfer Coefficient of Various Refrigerants During Evaporation; *ASHRAE Transactions* - v. 97, p. 3492-3497.
- KANDLIKAR,S.G., (1990). A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes. *Journal of Heat Transfer. Transaction of the ASME*. v. 112, p. 219-228.
- KATAN,N.; THOME,J.R. and FAVRAT,D., (1995). R502 and Two Near-Azeotropic alternatives: Part I - In Tube Flow Boiling Tests, *ASHRAE Transactions*, v. 101.
- KATAN,N.; THOME,J.R. and FAVRAT,D., (1995). R502 and Two Near-Azeotropic Alternatives: Part II - Two Phase Flow Patterns, *ASHRAE Transactions*, v. 101.
- KLAUSNER, J.F.; MEI,R.; BERNHARD, D. M. and ZENG, L.Z., (1993). Vapor Bubble in Forced Convection Boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 36, n. 3, p.651-662.
- KUTATELADZE, S. S., (1961). Boiling Heat Transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 4, n. 9, p.31-45.
- LIU, Z. and WINTERTON, H.S., (1991).A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli. Based on a Nucleate Pool Boiling Equation, *Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 34, n. 11, p. 2759-2766.
- LOCKHART,R.W. and MARTINELLI,R.C., (1949).Proposed Correlation of Data for Isothermal Two Phase, Two Component Flow in Pipes, *Chemical Engineering Process*, v. 45, n. 1, p. 39-48.
- LOMBARDI,G.. (1983). Sistema de Confecção, Aferição e Implantação de Pares Termoelétricos. *Anais do VII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica* - Uberlândia-MG. A-7, p.63-74.
- MELIN,P. and VAMLING,L.,(1994). Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop for HCFC134a in a Horizontal Tube.
- MOFAT,R.J., (1988). Describing the Uncertainties in Experimental Results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, n.1, p.3-17.
- MURATA,K. and HASHIZUME, K. (1993) Forced Convective Boiling of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures Inside Tubes, *Journal of heat transfer* v. 115, p. 680-688.
- PALM, B., (1992).Heat Transfer Augmentation in Flow Boiling by Aid of Perforated Metal Foils; *Royal Institute of Technology, Dept. of Applied Thermodynamics and Refrigeration. Stockholm. Sweden.*

- PANEK, J. (1992). Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop in Ozone-Safe Refrigerants and Refrigerant-Oil Mixtures. *M.S. Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign*.
- PETUKHOV, B.S. (1970). Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. *Advances in Heat Transfer*, Irvine, T.F. et al., v.6, p. 503-564.
- PIERRE, B., (1956). The Coefficient of Heat Transfer for Boiling Freon-12 in Horizontal Tubes, *Heating and Air Treatment Engineer*, p.302-310.
- REID, R. S., PATE, M. B. and BERGLES, A. E., (1991). A Comparison of Augmentation Techniques During in-tube Evaporation of R-113, *Journal of Heat Transfer*, v.113, p.451-458.
- ROHSENOW, W.M., (1952). Heat Transfer with Boiling, *ASHRAE - Semiannual Meeting - Houston - Tex.*, p.7-27.
- ROSS, H.; RADERMACHER, R.; MARZO, M. DI; and DIDION, D., (1987). Horizontal Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 30, n. 5, p. 979-992.
- SHAH, M.M., (1976). A New Correlation for Heat Transfer During Boiling Flow Through Pipes, *ASHRAE Transactions*, v. 82, Part 2, p. 66-86.
- SHAH, M.M., (1982). Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE transactions*, v.88(1), p.185-196.
- STEINER, D. and TABOREK, J., (1992). Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model, *Heat Transfer Engineering*, v. 13, n. 2, p.43-69.
- STEPHAN, K. and ABDELSALAM, M., (1980). Heat-Transfer Correlation for Natural Convection Boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 23, p. 73-87.
- TAKAMATSU, H.; MOMOKI, S. and FUJII, T., (1991) A Correlation for Forced Convective Boiling Heat Transfer of Pure Refrigerants in a Horizontal Smooth Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.36, n. 13, p. 3351-3360.
- TAKAMATSU, H.; MOMOKI, S. and FUJII, T., (1993). A Correlation for Forced Convective Boiling Heat Transfer of Nonazeotropic Refrigerant Mixture of HCFC22/CFC114 in a Horizontal Smooth Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 36, n. 13, p. 3351-3360.
- TORIKOSHI, K. and EBISU, T., (1994). Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-134a, R-32 and Mixture of R-32/R-134a inside a Horizontal Tube, *ASHRAE Transactions*, v.99, p.90-96.
- WALLIS, G.B. (1969). One-dimensional Two-phase Flow. McGraw-Hill, Inc.

- WATTELET, J.P., (1994). Heat Transfer Flow Regimes of Refrigerants in a Horizontal-tube Evaporator, Doctoral Thesis , University of Illinois at Urbana-Champaign.
- WEBB, R.L. (1994)..Principles of Enhanced Heat Transfer ,John Wiley & Sons, Inc. New York.
- WIJAIA,H., SPATZ,M.W., (1995). Two Phase Flow Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22 and R-32/125, *ASHRAE Transactions*, v.101.

Obras não citadas.

- ABDUL-RAZZAK, A ;SHOUKRI,M.;CHANG,J.S., (1995). Characteristics of Refrigerant R134a Liquid-vapor Two Phase Flow in Horizontal Pipe, *ASHRAE Transactions*; v.101.
- ANDRITSOS,N.; WILLIAMS,L and HANRATTY,T.J., (1989). Effect of Liquid Viscosity on the Stratified-Slug Transition in Horizontal Pipe Flow, *International Journal of Multiphase Flow*, v. 15,n. 6, p. 877-892.
- AWWADA,A .;XIN,R.;DONG,Z.F.;EBADIAN,M.A . and SOLIMAN,H.M., (1995). Flow Patterns and Pressure Drop in Air-Water Two Phase Flow in Horizontal Helicoidal Pipes, *Journal of Fluids Engineering - Transactions of ASME*, v. 117,p.720-726.
- BARNEA,D. and BRAUNER,N., (1985). Holdup of Liquid Slug in Two-phase Intermittent Flow,. *International Journal of Multiphase Flow*, v.11,n. 1,p.43-49.
- BARNEA,D. et all., (1985). Gas-liquid Flow in Inclined Tubes: Flow Pattern Transitions for Upward Flow,. *Chemical Engineering Science*, v.40,n.1, p.131-136.
- BARNEA,D., (1987). A Unified Model for Predicting Flow Pattern Transitions for the Whole Range of Pipe Inclinations,. *International Journal of Multiphase Flow*, v.13,n.1 p.1-12.
- BARNEA,D.;SHOHAN,O . and TAITEL,Y., (1982). Flow Pattern Transition for Downward Inclined Two-phase Flow:Horizontal to Vertical,. *Chemical Engineering Science*, v.37,n.5,p.735-740.
- BARNEA,D.;SHOHAN,O . and TAITEL,Y., (1982).Flow Pattern Transition for Vertical Downward Two-phase Flow,. *Chemical Engineering Science*, v.37,n.5,p.741-744.
- BENDIKSEN,K.H., (1987). An Experimental Investigation of the Motion of Long Bubbles in inclined Tubes,. *International Journal of Multiphase Flow*, v.10,n.4,p.467-483.
- BENNETT, G. L. and CHEN, J.C., (1980). Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures,. *American Institute Chemical Engineering Journal*, v. 26, n. 3, p. 454-461.

- BILICKI,Z. and KESTIN,J., (1987) Transition Criteria for Two-phase Flow Pattern in Vertical Upward Flow,. *International Journal of Multiphase Flow*, v.13,n.3,p. 283-294.
- BOYD,R.D. et all, (1994). Measurements of Local Heat Transfer for Forced Convection and Flow Boiling in Horizontal, Uniformly Heated Smooth Tubes,. *Experimental Heat Transfer*,v.7,p.19-29.
- CAMPORESE,R. et all., (1997). Experimental Evaluation of Refrigerant Mixtures as Substitutes for CFC-12 and R-502,. *International Journal of Refrigeration*, v.20,n.1, p .22-31.
- CHAMRA,L.M. ,WEBB,R.L. and RANDLETT,M.R., (1986). Advanced Micro-fin Tubes For Evaporation, *International Journal of Heat and mass transfer*, v. 39, n. 9, p.1827-1838.
- CHAMRA,L.M. ,WEBB,R.L. and RANDLETT,M.R., (1986). Advanced Micro-fin Tubes For Condensation, *International Journal of Heat and mass transfer*, v. 39, n. 9, p.1839-1846.
- CHAN,A.M.C., (1995). Stratified Flow Film Boiling Inside Horizontal Tubes *Journal of Heat Transfer*,v.117,p.179-184.
- CHATO,J.C., (1996). Prediction of the Refrigerant-side Heat Transfer and Pressure Drop for the Design of Evaporators and Condensers, *Proceedings of 46th Annual International Appliance Technical Conference*, p. 01-16,1995.
- COOPER, M. G., (1989). Flow Boiling-The Apparently Nucleate Regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 32, n. 3, p. 459-464.
- CRAWFORD,T.J., WEINBERGER,C.B. and WEISMAN,J., (1985).Two-phase Flow Pattern and Void Fractions in Downward Flow, Part I: Stead State Flow Pattern, *International Journal of Multiphase Flow*, v.11, n. 6, p. 761-782.
- DARABI,J.; SALEHI,M.; SAEEDI,M.H. and OHADI,M.M., (1995). Review of Available Correlation for Prediction of Flow Boiling Heat Transfer in Smooth and Augmented tubes, *ASHRAE Transactions*, v. 101.
- DICKSON, A J. and GOUSE JR,S.W., (1967). Heat Transfer and Fluid Flow Inside a Horizontal Tube Evaporator: Phase III, *ASHRAE 74th Annual Meeting in Minneapolis*.
- ECKELS, S. J.; DOER, T. M. and PATE, M. B., (1994). In tube Heat Transfer and Pressure Drop of R134a and Ester Lubricant Mixtures in Smooth Tube and a Micro-fin Tube: Part I - Evaporation. *ASHRAE Transaction*, v. 100, p. 265-282.
- ECKELS,S.J. and PATE, M.B., (1991).In Tube Evaporation and Condensation of Refrigerant-Lubricant Mixtures of HFC-134a and CFC-12, *ASHRAE transactions*, 97(2),62-71.
- ECKELS,J.S. and PATE,M.B., (1991). An Experimental Comparison of Evaporation and Condensation Heat Transfer Coefficients for HFC-134a and CFC-12, *International Journal of Refrigeration*, v.14, p.70-77.

- ECKELS,J.S. and PATE,M.B., (19xx) Evaporation and Condensation of HFC134a in a Smooth Tube and a Micro-fin Tube, *ASHRAE Transactions*.
- ECKELS,S.J.;PATE,M.B. and BEMISDERFER, (1992).C.H. Evaporation Heat Transfer Coefficients for R22 in Micro-fin Tubes of Different Configurations ,*HTD- v. 202, Enhanced Heat Transfer, ASME*, p. 117-125.
- FRANKUM,D.P.,WADEKAR,V.V. and AZZOPARDI,B.J., (1997). Two Phase Flow Patterns for Evaporating Flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.15,p.183-192.
- GOUSE JR,S.W. and COUMOU,K.G., (1965). Heat Transfer and Fluid Flow Inside a Horizontal Tube Evaporator: Phase I. *ASHRAE 72nd Annual Meeting, Portland, Ore.*
- GOUSE JR,S.W. and DICKSON,A.J., (1966).Heat Transfer and Fluid Flow Inside a Horizontal Tube Evaporator: Phase II. *ASHRAE Semiannual Meeting in Houston ,Tex.*
- GRANRYD,E., (1991). Heat Transfer in Flow Evaporation of Azeotropic Refrigerant Mixtures - A Theoretical Approach, *XVIIIth International Congress of Refrigeration*.
- HAMBRAEUS,K., (1991). Two Phase Flow Boiling of Oil-HFC134a Mixture. *XVIIIth International Congress of Refrigeration*.
- HELMER,W.A and RANE,M.V., (1990).The Effect of Bubble Diameter and Temperature difference on R-114 Evaporation, *ASHRAE Transactions, Part I*, p.222-229.
- HEMATA,M. and BRILL,J.P., (1985). Empirical Equations to Predict Flow Patterns in Two-phase Inclined Flow, *International Journal of Multiphase Flow*, v. 11, n. 3, p. 299-315.
- HIHARA,E.; TANIDA,K. and SAITO,T., (1989).Forced Convective Boiling Experiments of Binary Mixtures, *JSME International Journal, Series II*,v.32,n.1,p.98-106.
- INTERNATIONAL STANDARD, (1989).Assessment of Uncertainty in the Calibration and Use of Flow Measurements Devices – *Reference number ISSO 7066-1:.*
- JENSEN,M.K. and BENSLER,H.P., (1986). Saturated Forced-Convective Boiling Heat Transfer With Twisted-tape Insert, *Journal of Heat Transfer – Transactions of ASME*, v.108, p.93-99.
- JUNG,D.S.; RADERMAKER,R, (1989). Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of pure and Mixed Refrigerants, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.32, n. 9, p.2435-2446.
- JUNG,D.S.; RADERMAKER,R., (1991).Transport Properties and Surface Tension of Pure and Mixed Refrigerants, *ASHRAE Transactions* - v. 97, p.3445-3454.
- JUNG,D.S.; RADERMAKER,R., (1991).Transport Properties and Surface Tension of Pure and Mixed Refrigerants, *ASHRAE Transactions* - v. 97, p.3445-3454.

- KENNING,D.B.R. and COOPER,M .G., (1989). Saturated Flow Boiling of Water in Vertical Tubes, *International Journal of Heat and mass transfer*, v. 32, n. 3, p.445-458.
- KHANPARA , J.C., BERGLES,A E. and PATE, M.B., (1986). Augmentation of R113 in-Tube Evaporation with Micro-fin Tubes, *ASHRAE transactions Part 2B*, 506-524.
- KLIMENKO,V.V. and FYODOROV,M., (1990).Prediction of Heat Transfer for Two-Phase Flow in Channels of Different Orientation, *9th International Heat Transfer Conference*, v.2,p.65-70, Israel.
- KLIMENKO,V.V., (1988), A Generalized Correlation for Two-Phase Forced Flow Heat Transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.31,n.3, p.541-552.
- KLIMENKO,V.V., (1990). A Generalized Correlation for Two-phase Forced Flow Heat Transfer – Second Assessment, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.33, n.10, p.2073-2088.
- KUO,C.S. and WANG,C.C., (1996). Horizontal Flow Boiling of R22 and R407C in a 9.52 mm Micro-fin Tube, *Applied Thermal Engineering*, v.16,Nos.8/9,p.719-731.
- KUO,C.S. and WANG,C.C., (1996). In Tube Evaporation of HCFC22 in a 9.52 mm Micro-fin/Smooth Tube, *International Journal of Multiphase Flow*, v.39. n.12, p. 719-731.
- KUO,C.S.;WUANG,C.C.;CHENG,W.Y. and LU,D.C., (1995), Evaporation of R22 in a 7 mm Micro-fin Tube, *ASHRAE Transactions*, v. 101, Part 2, p. 1055-1061.
- LAVIN,J.G. and YOUNG,E.H., (1965). Heat Transfer to Evaporating Refrigerants in Two Phase Flow. *American Institute Chemical Engineering Journal*,v.11, p. 1124-1132.
- LEE,F., (1963). Investigations Into the Internal Film Coefficient of the Heat Transfer for Refrigerant 22 Boiling Inside Horizontal Tubes of a Fin and Tube Evaporator Coil, *ASHRAE Transactions*, v. 69, p. 237-244.
- LIN, P.Y. and HANRATTY, T.J., (1991). Effect of Pipe Diameter on Flow Pattern for Air-Water Flow in Horizontal Pipes, *International Journal of Multiphase Flow*, v. 13, n. 04, p. 549-563.
- LIN, P.Y. and HANRATTY, T.J., (1987). Detection of Slug Flow From Pressure Measurements, *International Journal of Multiphase Flow*, v. 13, n. 04, p. 13-21.
- MAcBAIN,B.M., BERGLES,A E. and RAINA,S., (1997). Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flow Boiling in Horizontal Deep Spirally Fluted Tubes, *HVAC Research*, v.3, n.1, p. 65-80.
- MANDHANE,J.M.,GREGORY,G. A and AZIZ,K., (1974).A Flow Pattern Map for Gas-Liquid Flow in Horizontal Pipes, *International Journal of Multiphase Flow*, v.1,p.537-553.

- MATSUI,G., (1984). Identification of Regimes in Vertical Gas-liquid Two-phase Flow Using Differential Pressure Fluctuation, *International Journal of Multiphase Flow*, v.10, n.6, p.711-720.
- McQUILAN,K.W. and WHALLEY,P.B., (1985). Flow Patterns in Vertical Two Phase Flow, *International Journal of Multiphase Flow*, v.11, n.2, p.161-175.
- MISHIMA,K. and HIBIKI,T., (1996). Some Characteristics of Air-water Two-phase Flow in Small Diameter Vertical Tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, v.22, n. 4, p.703-712.
- MUKHER,H. and BRILL,J.P., (1985). Empirical Equations to Predict Flow Patterns in Two-phase Inclined Flow, *International Journal of Multiphase Flow*, v.11, n.3, p. 299-315.
- NIDEGGER,E.,THOME,J.R. and FRAVAT,D., (1997) Flow Boiling and Pressure Drop Measurements for R-134a /Oil Mixtures. Part I: Evaporation in a Micro-fin Tube, *HVACR&R Research*, v.3, n.1, p.38-53.
- PARMELEE,H.M., (1964). Viscosity of Refrigerant-Oil Mixtures at Evaporator Conditions, *ASHRAE Semiannual Meeting in New Orleans ,Louisiana, January*.
- RADERMAKER,R., ROSS,H. and DIDION,D.,(19xx). Experimental Determination of Forced Convection Evaporative Heat Transfer Coefficients for Nonazeotropic Refrigerant Mixtures, *ASME journal*.
- RUDER,Z.; HARANTTY,P.J. and HARANTTY,T.J., (1989).Necessary Conditions for the Existence of Stable Slugs, *International Journal Multiphase Flow*, v. 15, n. 2, p. 209-226.
- SANVORDENKER,K.S., (1968). Separation of Refrigeration Oil into Structural Components and their Miscibility with R-22, *ASHRAE Semiannual Meeting in Columbus, Ohio*, February.
- SCHLAGER, L.M.;PATE, M.B. and BERGLES, A.E.. (1990). Oil Quantity Measurements in Smooth and Micro-fin Tubes During Evaporation and Condensation of Refrigerant-Oil Mixtures, *ASHRAE Transactions*, Part II.
- SCHLAGER, L.M.;PATE, M.B. and BERGLES, A.E., (1989). Performance of Micro-fin Tube with Refrigerant 22 and Oil Mixtures, *ASHRAE Journal*, v.31, n.11.
- SCHLAGER, L.M.;PATE, M.B. and BERGLES, A.E., (1990). Performance Predictions of Refrigerant-oil Mixtures in Smooth and Internally Finned Tubes - Part II: Design Equations, *ASHRAE Transactions*, v.96, Part I, p.170-182.
- SCHLAGER, L.M.;PATE, M.B. and BERGLES, A.E., (1988).Evaporation and Condensation of Refrigerant-Oil Mixtures in a Smooth Tube and a Micro-fin Tube, *ASHRAE transactions*, v.94, Part I, 149-168.

- SCHLAGER, L.M.;PATE, M.B. and BERGLES, A.E., (1989). Heat Transfer and Pressure Drop During Evaporation and Condensation of R-22 in Horizontal Micro-fin Tubes, *International Journal of Refrigeration*, v.12, p. 07-14.
- SCHLAGER, L.M.;PATE, M.B. and BERGLES, A.E., (1990) Performance Predictions of Refrigerant-oil Mixtures in Smooth and Internally Finned Tubes - Part I: Literature Review, *ASHRAE Transactions*, v.96, p.160-168.
- SCHROCK,V.E. and GROSSMAN,L.M., (1962). Forced Convection Boiling in Tubes. *Nuclear Science and Engineering*; 12, p. 474-481.
- SHOUKRI,M., YANCHIS,R.J. and RHODES,E., (1981).Effect of Heat Flux on Pressure Drop in Low Pressure Flow Boiling in a Horizontal Tube, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v.59, p.149-154.
- SINGH,A., OHADI,M.M and DESSIATOUN,S. (1996). Flow Boiling Heat Transfer Coefficients of R-134a in a Microfin Tube, *Journal of Heat Transfer – Transactions of ASME*, v.118, p.497-499.
- SPEDDING,P.L. and NGUYEN,V.T., (1980).Regime Maps for Air-water Two-Phase Flow, *Chemical Engineering Science*, v. 35, p. 779-793.
- STEPHAN,K. (1995).Two Phase Heat Exchange for New Refrigerants and their Mixtures; *International journal of Refrigeration*, v. 18, n. 03, p. 198-209.
- STYUSHIN,N.G. (1981).Forced-Convection Heat Transfer to Boiling Liquids, *Heat Transfer-Soviet Research*, v. 13, n. 1, p. 84-92.
- SUGURU,Y., MATSUNAGA,T., HONG,H.P. and MIYAZAKI,M., (1989). An Experimental Investigation of Oil Influence on Heat Transfer to a Refrigerant inside Horizontal Evaporator Tubes, *Transactions of JSME*, p.1410-1416.
- TAITEL, Y. and DUKLER, A. E., (1976). A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow, *American Institute Chemical Engineering Journal*, v. 22, n. 1, p. 47-55.
- TAITEL, Y., BORNEA,D. and DUKLER, A. E., (1980). Modeling Flow Pattern Transitions for Steady Upward Gas-liquid Flow in Vertical Tubes, *American Institute of Chemical Engineering Journal*, v.26, n.3, p. 345-354.
- TAKAMATSU,H.; MIYARA,A.; KOIAMA,S.; FUJII,T and YONEMOTO, K., (1988).Forced Convective Boiling of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures of R22 and R-114 inside a Horizontal Tube, *Trans. JSME*, B,54(505), p. 2523-2528.
- TEMPERATURE MEASUREMENTS, (1996).Introduction to Thermocouple Measurements, *von Karman Institute for Fluid Dynamics*.
- TEMPERATURE MEASUREMENTS, (1996).Probe Installation and Design Criteria, *von Karman Institute for Fluid Dynamics*.

- THOME, J.R.S., (1996). Boiling of New Refrigerants: A State-of-art Review, *International Journal of Refrigeration*, p. 435-457.
- TICHY, J.A ; DUVAL, W.M.B. and MACKEN, N.A , (1985). An Experimental Investigation of Heat Transfer in Forced-Convection *Evaporation* of Oil-Refrigerant Mixtures, *ASHRAE Transactions*, v.91, Part 2A, p. 450-460.
- TUTU, N.K., (1982). Pressure Fluctuations and Flow Pattern Recognition in Vertical Two Phase Gas-liquid Flows, *International Journal of Multiphase Flow – Brief Communication*, v.8, n.4, p.443-447.
- UNAL, H.C., (1986). Prediction of Nucleate Pool Boiling Heat Transfer Coefficients for Binary Mixtures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.29, n.4, p.637-640.
- VARMA, H.K., AGRAWAL, K.N. and BANSAL, M.L., (1991). Heat Transfer Augmentation by Coiled Wire Turbulence Promoters in a Horizontal R-22 Evaporator, *ASHRAE Transactions* , v.97, Part I, p.3482-3487.
- WADEKAR, V.V., Flow Boiling - A Simple Correlation for Convective Heat Transfer Component; *Thermal Hydraulics Division, Harwell Laboratory, Oxifordshire, UK*.
- WAMBSGANSS, M.W. et al., (1993). Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small-Diameter Tube, *Journal of Heat Transfer*. v.115, p.963-972.
- WAMBSGANSS, M.W. et al., (1991). Two-phase Flow Patterns and Transitions in a Small, Horizontal, Rectangular Channel, *International Journal of Multiphase Flow*, v.17, n.3, p.327-342.
- WANG, C-C., CHIANG, C-S., (1997). Two-phase Heat Transfer Characteristics for R-22/R-407C in a 6.5 mm Smooth Tube. *International Journal Heat and Fluid Flow*, v.18, n.6.
- WANG, C-C., CHIANG, C-S. and LU, D-C., (1997). Visual Observation of Two-Phase Flow pattern of R-22, R-134a and R-407C in a 6.5 mm Smooth Tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.15, p.395-405.
- WILLARD, R.Z., (1966). Flow Conditions when Evaporating R-22 in Air-conditioning Coils, *ASHRAE Transactions*, v.72, p.82-88.
- WONG, T.N. and YAU, Y.K., (1997). Flow Patterns in Two-phase Air-water Flow, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, v.24, n.1, p.111-118.
- YANG, C-Y. and WEBB, R.L., (1996). Friction Pressure Drop of R-12 in Small Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.39, n.4, p. 801-809.

ZHANG,L. et al., (1997).Boiling Heat Transfer of Ternary Refrigerant Mixture inside a Horizontal Smooth Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 40,n. 9, p.2009-2017.

ZURCHER,O., THOME,J.R. and FAVRAT,D., (1997).Flow Boiling and Pressure Drop Measurements for R-134a/Oil Mixtures – Part I: Evaporation in a Plain Tube, *HVAC&R Research*, v.3, n.1, p.54-64.

APÊNDICE I – *Calibração dos Instrumentos.*

1 – Termopares

Para a calibração dos termopares foi utilizado um banho termostático e um conjunto de termômetros de precisão de bulbo de mercúrio referidos a um padrão NIST,EUA. Adotou-se o seguinte procedimento: no banho foram mergulhados as extremidades dos termopares e do termômetro de precisão, de modo estivessem posicionados na mesma região do banho. A seguir o banho foi ligado e sua temperatura foi fixada na temperatura de teste, que variou entre -10 e 40 °C. Essa faixa foi considerada por incluir aquela em que os ensaios foram realizados. Após a estabilização da temperatura pelo banho termostático, foram efetuadas as devidas leituras das temperaturas dos termopares, fornecidas pelo sistema de aquisição, e do termômetro de precisão, que foi denominada de “temperatura real”. Neste procedimento, foram utilizados 5 termopares e a temperatura do banho foi fixada de 10 em 10 °C, na faixa acima mencionada.

Para essa faixa de temperatura foi obtida uma relação entre a temperatura fornecida pelos termopares e a temperatura do termômetro de precisão. A regressão linear dos pontos apresentados na Tabela-I.1 forneceu a seguinte relação:

$$T_{\text{medida}} = 0,002 + 1,00T_{\text{real}} \quad \text{ou}$$

$$T_{\text{real}} = -0,002 + 1,00T_{\text{medida}}$$

O gráfico da curva da regressão linear acima pode ser visto na Fig. I.1.

Tabela I.1 – Dados de calibração dos termopares

Treal	T1	T2	T3	T4	T5
-10	-9,82	-9,96	-9,85	-9,81	-10,06
0	0,31	0,17	0,24	0,22	0,13
10	9,87	10,12	10,18	10,11	9,96
20	20,07	19,90	20,28	20,10	20,08
30	30,07	29,96	30,27	29,89	29,92
40	40,06	39,85	40,14	40,19	40,17

A análise estatística dos dados experimentais forneceu um desvio padrão de 0,098 °C. Considerando que os dados obedecem a uma distribuição normal, a incerteza será assumida como duas vezes o desvio padrão e considerando um nível de confiança de 95%, as temperaturas serão expressas da seguinte forma:

$$T_{real} = 1,00 T_{medida} \pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (P=95\%)}$$

Especificação dos Termômetros utilizados (com rastreabilidade NIST,EUA):

Fabricante: OMEGA

Modelo:3543Y

Fundo de escala: 0,01 °C

Faixa de Temperatura: -35 a 25 °C

Modelo:3570Y

Fundo de escala:0,01 °C

Faixa de temperatura: 20 a 60 °C

Especificação do Banho termostático:

Fabricante: HAAKE

Modelo: F6-C35

Faixa de utilização:-35 a 200 °C

Fundo de escala: 0,01 °C

Figura I.1- Curva de calibração dos termopares.

2- Transdutores de pressão

Os transdutores de pressão foram calibrados no Laboratório de Fenômeno dos Transportes do Departamento de Hidráulica da EESC. Foi utilizado um calibrador de peso morto e um Multímetro digital de precisão. O calibrador usado dispõe de vários discos de massas conhecidas. Essas massas foram colocadas sobre uma plataforma solidária a um êmbolo que exerce uma pressão sobre um cilindro em cujo interior existe óleo apropriado. Na lateral do cilindro existe uma saída na qual está conectada uma tubulação de cobre de diâmetro 6,3 mm em cuja extremidade foi fixado o transdutor de pressão. A pressão no interior do cilindro era, portanto, a mesma na tubulação. A saída (4-20 mA) do transdutor foi conectada ao multímetro de precisão. Como as massas, e consequentemente a força, e área do cilindro são conhecidas, a pressão foi facilmente determinada. O procedimento experimental consistiu portanto em colocar as diferentes massas na plataforma e anotar, depois de determinado tempo, o valor da corrente correspondente.

A Tabela I.2 mostra os valores das pressões e as correspondentes correntes encontradas para os dois tipos de transdutores calibrados. A análise desses valores

correspondem a uma incerteza de 1,0 % dos valores medidos, para os dois transdutores pressão analisados.

Tabela I.2 – Valores para a calibração do transdutor de pressão (1 e 2)

Pressão 1 (bar)	Corrente 1 (mA)	Pressão 2 (bar)	Corrente 2(mA)
0,00	3,90E0	4,90E-1	5,66E0
9,80E-1	4,52E0	9,80E-1	6,27E0
1,96E0	5,15E0	1,47E0	6,87E0
2,94E0	5,74E0	1,96E0	7,47E0
3,92E0	6,39E0	2,45E0	8,08E0
4,90E0	7,02E0	2,94E0	8,68E0
5,88E0	7,64E0	3,43E0	9,28E0
6,86 E0	8,28E0	3,92E0	9,88E0
7,84E0	8,89E0	4,41E0	1,04E1
8,82E0	9,51E0	4,90E0	1,10E1
9,80E0	1,01E1	5,39E0	1,17E1
1,07E1	1,07E1	5,88E0	1,23E1
1,17E1	1,13E1	6,37E0	1,29E1
1,27E1	1,20E1	6,86E0	1,35E1
1,37E1	1,26E1	7,35E0	1,41E1
1,47E1	1,32E1	7,84E0	1,47E1
1,56E1	1,38E1	8,33E0	1,53E1
1,66E1	1,45E1	8,82E0	1,59E1
1,76E1	1,51E1	9,82E0	1,71E1
1,86E1	1,57E1	1,02E1	1,77E1
1,96E1	1,63E1	1,07E1	1,83E1
2,05E1	1,70E1	1,12E1	1,89E1
2,15E1	1,76E1	1,17E1	1,95E1
2,25E1	1,82E1	1,22E1	2,01E1
2,35E1	1,88E1		
2,41E1	1,92E1		

A análise de regressão linear com os resultados da Tabela I.2, forneceram as relações utilizados na medição da pressões, que foram:

$P = -6,1150 + 1,5691 I$, para o transdutor 1.

$P = -4,1403 + 0,8182 I$, para o transdutor 2.

Especificação dos Transdutores de pressão:

Fabricante: Danfoss

Modelo: AKS-33 (1)

Faixa de utilização: 0 a 20 bar

Fabricante: Danfoss

Modelo: AKS-33 (2)

Faixa de utilização: -1 a 12 bar

Especificação do Multímetro:

Fabricante: Tektronix

Modelo: DM-5220

3- Medidor de vazão.

O medidor de vazão do tipo coriolis utilizado na medição da vazão de refrigerante do circuito foi calibrado no Instituto de Pesquisas Tecnológicas. De acordo com os dados obtidos no IPT, a incerteza adotada foi de 0,15% do valor medido, valor este que corresponde ao indicado pelo fabricante.

4-Diâmetro interno e comprimento do tubo da Seção de testes.

Um dos parâmetros utilizados para o cálculo do coeficiente de transferência de calor é o fluxo de calor imposto na seção de testes. Esse parâmetro depende, além a quantidade de calor, do diâmetro interno do tubo e de seu comprimento. O tubo usado na seção é do tipo não-comercial. O diâmetro e o comprimento do tubo foram avaliados em nosso laboratório com o auxílio de um paquímetro e uma régua de aço graduada respectivamente. Foi adotado o seguinte procedimento: Uma amostra, de 10 mm de comprimento aproximadamente, do tubo juntamente com o paquímetro foi entregue seguidamente para cada um dos membros deste laboratório para que fizesse a medida do diâmetro interno do tubo. Cada medida

efetuada pela pessoa foi devidamente anotada. O mesmo procedimento foi adotado em relação ao comprimento do tubo, sendo que neste caso foi usada a régua de aço graduada para a avaliação do comprimento do tubo. O procedimento foi repetido por dois dias. Assim cada pessoa forneceu dois valores para o diâmetro e dois para o comprimento do tubo. Os dados obtidos foram analisados e tanto para o diâmetro como para o comprimento do tubo foi calculado uma média que, para este trabalho, representa o melhor valor obtido, e portanto foi usado como os reais valores. Dessa forma o diâmetro e o comprimento do tubo são representados da forma a seguir.

$$D = 12,97 \text{ mm} \pm 0,05 \text{ mm (P=95\%)}$$

$$L = 2001,2 \text{ mm} \pm 7,65 \text{ mm (P=95\%)}$$

Especificação do Paquímetro:

Fabricante: Mitutoyo

Fundo de escala: 0.05 mm

Especificação da Régua graduada:

Fabricante:

Comprimento total: 1 m

Fundo de escala: 0,5 mm

APÊNDICE II – Incertezas

As incertezas associadas ao coeficiente de transferência de calor experimental foram calculadas pelo método da perturbação sequencial proposto por MOFFAT(1988) para amostra simples; assim considerados uma vez que os dados foram tomados pelo mesmo operador, em condições idênticas e usando a mesma instrumentação. As incertezas utilizadas na determinação do coeficiente foram obtidas de acordo com os procedimentos descritos no APÊNDICE I.

Seja R uma função obtida a partir de um conjunto de medidas experimentais, podemos representar R da seguinte forma:

$$R = R(X_1, X_2, X_3 \dots X_N)$$

A cada valor de X_i , está associada uma incerteza. KLINE &McCLINTOCK *apud* MOFFAT(1988), mostraram que a incerteza no resultado calculado pode ser estimado com grande precisão utilizando o método da raiz quadrada da soma dos quadrados dos efeitos de cada variável independente e que essa operação preserva as probabilidades das variáveis no resultado obtido.

Segundo esses mesmos autores, o efeito da incerteza de uma única variável sobre o resultado pode ser escrito da seguinte forma:

$$\delta R_{X_i} = \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i$$

onde δR_{X_i} e δX_i representam as incertezas associadas a R , devido a incerteza de X_i , e X_i , respectivamente.

Se muitas variáveis forem utilizadas em função de R , então os termos individuais são combinados pelo método da raiz quadrada da soma dos quadrados dos efeitos individuais de cada variável, ou seja:

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{1/2}$$

A incerteza estimada no resultado possui a mesma probabilidade de conter o valor real do resultado da mesma forma que as incertezas individuais tem de englobar seus reais valores.

O método acima torna-se inviável quando o cálculo de R envolve operações computacionais ou utiliza funções de difícil derivação. Nesses casos MOFFAT sugere a seguinte aproximação:

$$\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \cong \Delta R_i = R_{i+} - R_0$$

onde

R_0 é o valor do resultado calculado com os dados experimentais, ou seja:

$$R_0 = R(X_1, X_2, X_3 \dots X_N)$$

R_{i+} é o valor de R para uma variável X_i , acrescida de um pequena valor, que corresponde a incerteza associada a X_i , ou,

$$R_{i+} = R(X_1, X_2, X_3 \dots X_i + \Delta_{X_i}, \dots X_N)$$

O procedimento acima descrito foi utilizado para a determinação das incertezas associadas ao coeficiente de transferência de calor experimental apresentados no presente trabalho. Para o cálculo de tais coeficientes foi usado o Programa EES (Engineering Equation Solver) que é muito versátil pois possui sub-rotinas que contém as propriedades termodinâmicas

da maioria dos refrigerantes, além de outras facilidade. Esse programa traz também uma sub-rotina capaz de avaliar as incertezas das funções calculadas. O procedimento consiste em entrar com as incertezas das variáveis individuais das quais depende a função calculada e o programa se encarrega de avaliar as incertezas para cada valor do coeficiente de transferência de calor.

APÊNDICE III – Resultados Experimentais.

Tabela III.1 – Resultados experimentais utilizados neste trabalho.

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-22	7,9	55,22	4,76	0,827	0,978±0,0510	0,736	24,8
R-22	7,9	55,94	4,82	0,687	1,010±0,0532	0,750	25,8
R-22	7,9	56,65	4,79	0,542	1,0172±0,054	0,746	26,6
R-22	8,0	50,97	4,83	0,466	1,079±0,0591	0,669	38,0
R-22	8,1	61,80	4,74	0,348	1,057±0,0580	0,796	24,7
R-22	8,2	60,60	4,73	0,312	1,084±0,0604	0,777	28,3
R-22	8,2	60,32	4,70	0,256	1,091±0,0610	0,766	29,9
R-22	8,3	61,48	4,74	0,204	1,1328±0,064	0,782	31,3
R-22	7,9	52,75	4,75	0,191	1,191±0,0690	0,672	43,6
R-22	8,0	55,98	9,90	0,745	1,541±0,0733	1,181	23,4
R-22	8,0	57,63	9,92	0,611	1,589±0,0760	1,211	23,8
R-22	8,0	58,19	9,87	0,534	1,624±0,0780	1,215	25,1
R-22	7,9	58,89	9,84	0,477	1,641±0,0794	1,223	25,5
R-22	8,1	59,07	9,81	0,442	1,666±0,0810	1,224	26,5
R-22	8,0	59,56	9,84	0,384	1,667±0,0810	1,232	26,1
R-22	8,0	60,32	9,84	0,326	1,706±0,0847	1,244	27,1
R-22	8,1	61,11	9,83	0,276	1,749±0,0870	1,258	28,1
R-22	7,9	61,92	9,86	0,243	1,732±0,0857	1,271	26,6
R-22	7,8	59,64	9,85	0,232	1,685±0,0829	1,224	27,4
R-22	7,9	63,37	9,89	0,217	1,735±0,0855	1,301	25,0
R-22	8,0	102,7	4,84	0,865	1,163±0,0660	1,546	32,9
R-22	7,9	101,3	4,88	0,808	1,159±0,0654	1,523	31,4
R-22	8,1	101,4	4,88	0,726	1,163±0,0666	1,512	30,0
R-22	8,1	102,0	5,00	0,672	1,179±0,0660	1,523	29,2
R-22	8,1	102,6	4,97	0,602	1,179±0,0662	1,507	27,8
R-22	8,0	103,7	5,01	0,527	1,194±0,0679	1,501	25,7
R-22	7,9	101,4	5,02	0,469	1,186±0,0677	1,437	21,1
R-22	7,9	102,0	5,03	0,408	1,189±0,0671	1,422	19,6
R-22	8,1	102,8	5,07	0,339	1,222±0,0690	1,412	15,7
R-22	8,2	100,0	5,03	0,277	1,203±0,0687	1,341	11,4
R-22	8,1	104,1	5,00	0,202	1,211±0,0694	1,364	12,7
R-22	8,0	100,9	9,97	0,911	1,765±0,0877	2,165	22,7
R-22	8,0	99,69	9,67	0,873	1,751±0,0877	2,100	20,0
R-22	8,1	98,85	9,92	0,869	1,779±0,0888	2,115	18,9
R-22	8,0	101,0	9,78	0,797	1,777±0,0891	2,138	20,3
R-22	7,8	102,0	9,96	0,735	1,798±0,0901	2,172	20,8
R-22	8,0	102,1	9,91	0,711	1,814±0,0912	2,168	19,5

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-22	8,0	102,2	9,99	0,680	1,831±0,0921	2,175	18,8
R-22	7,9	100,8	9,94	0,653	1,816±0,0912	2,129	17,3
R-22	7,9	101,4	9,99	0,572	1,828±0,0920	2,131	16,6
R-22	7,9	101,2	10,01	0,576	1,83±0,09202	2,132	16,5
R-22	8,2	99,14	9,94	0,503	1,85±0,09376	2,067	11,7
R-22	8,1	99,09	9,97	0,442	1,862±0,0944	2,054	10,3
R-22	8,1	100,7	10,00	0,308	1,896±0,0967	2,062	8,7
R-22	8,1	100,9	10,04	0,231	1,914±0,0979	2,054	7,3
R-22	8,1	104,1	10,02	0,175	1,947±0,1004	2,100	7,8
R-22	8,1	104,3	10,02	0,175	1,942±0,1345	2,105	8,4
R-22	8,0	99,80	19,02	0,830	2,318±0,1030	3,212	38,6
R-22	8,1	99,15	19,04	0,836	2,359±0,1052	3,196	35,5
R-22	8,1	99,40	18,94	0,785	2,408±0,1080	3,186	32,3
R-22	8,1	99,40	19,37	0,771	2,437±0,1090	3,233	32,6
R-22	7,9	98,85	19,48	0,732	2,435±0,1088	3,210	31,8
R-22	7,8	100,4	19,45	0,690	2,447±0,1095	3,244	32,6
R-22	7,9	100,3	19,43	0,656	2,491±0,1120	3,235	29,9
R-22	8,0	99,78	19,58	0,631	2,513±0,1130	3,235	28,7
R-22	7,9	101,1	19,54	0,554	2,502±0,1124	3,250	29,9
R-22	8,0	101,4	19,35	0,480	2,540±0,1149	3,222	26,9
R-22	7,9	100,7	19,69	0,432	2,544±0,1146	3,224	26,7
R-22	7,8	101,2	19,32	0,362	2,586±0,1175	3,182	23,0
R-22	8,1	101,7	19,37	0,328	2,634±0,1202	3,203	21,6
R-22	8,0	103,2	19,66	0,281	2,688±0,1228	3,262	21,3
R-22	8,0	201,0	4,89	0,860	2,443±0,2319	2,421	0,9
R-22	7,9	203,8	4,91	0,805	2,413±0,2258	2,451	1,6
R-22	7,9	201,2	4,91	0,758	2,366±0,2182	2,413	2,0
R-22	8,2	202,6	4,86	0,714	2,365±0,2199	2,389	1,0
R-22	8,0	200,2	4,90	0,678	2,352±0,2159	2,345	0,3
R-22	8,0	202,5	4,97	0,628	2,292±0,2037	2,319	1,2
R-22	8,0	202,2	4,97	0,569	2,111±0,1760	2,248	6,5
R-22	8,0	199,7	4,84	0,527	1,950±0,1559	2,168	11,2
R-22	7,9	201,9	4,90	0,441	1,756±0,1288	2,061	17,4
R-22	7,9	201,7	4,87	0,340	1,587±0,1089	1,891	19,2
R-22	8,0	206,4	4,83	0,240	1,552±0,1055	1,723	11,0
R-22	8,0	201,1	4,79	0,178	1,599±0,1117	1,584	1,0
R-22	8,2	202,5	4,82	0,125	1,597±0,1109	1,496	6,3
R-22	8,1	201,5	4,89	0,089	1,590±0,1090	1,443	9,2
R-22	8,1	197,8	9,95	0,110	2,183±0,1190	2,174	0,4
R-22	8,0	200,2	9,88	0,147	2,166±0,1180	2,193	1,2
R-22	8,0	196,0	10,03	0,195	2,170±0,1174	2,254	3,9
R-22	8,1	201,3	10,08	0,224	2,206±0,1201	2,292	3,9
R-22	8,2	196,2	10,12	0,330	2,174±0,1173	2,396	10,2
R-22	8,0	199,2	9,93	0,400	2,168±0,1179	2,452	13,1
R-22	8,0	200,1	9,69	0,462	2,181±0,1204	2,495	14,4

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-22	8,1	196,6	9,97	0,588	2,283±0,1271	2,631	15,2
R-22	8,0	198,1	9,93	0,677	2,434±0,1404	2,704	11,1
R-22	8,0	199,9	9,99	0,727	2,556±0,1510	2,750	7,6
R-22	8,1	198,0	10,15	0,823	2,615±0,1552	2,789	6,7
R-22	8,0	198,0	10,30	0,899	2,688±0,1607	2,791	3,8
R-22	8,0	204,8	19,41	0,889	3,231±0,1569	3,787	17,2
R-22	8,0	203,5	19,44	0,829	3,213±0,1556	3,777	17,5
R-22	8,1	196,5	19,45	0,813	3,192±0,1542	3,760	17,8
R-22	8,2	198,3	19,57	0,771	3,185±0,1534	3,761	18,1
R-22	7,9	200,7	19,32	0,706	3,126±0,1503	3,703	18,4
R-22	8,0	201,4	19,35	0,669	3,101±0,1487	3,687	18,9
R-22	8,1	201,7	19,67	0,621	3,079±0,1464	3,694	20,0
R-22	8,0	203,5	19,48	0,530	3,004±0,1422	3,608	20,1
R-22	7,9	203,8	19,53	0,463	2,968±0,1399	3,563	20,0
R-22	8,2	203,4	19,65	0,388	2,962±0,1392	3,525	19,0
R-22	8,1	206,6	19,54	0,305	2,963±0,1395	3,450	16,4
R-22	8,0	197,7	19,52	0,241	2,986±0,1410	3,402	13,9
R-22	8,1	194,4	19,34	0,183	2,935±0,1383	3,348	14,1
R-22	8,4	302,7	5,01	0,883	3,036±0,3403	3,232	6,5
R-22	8,4	293,3	4,90	0,853	2,945±0,3278	3,175	7,8
R-22	8,3	301,6	4,93	0,762	2,852±0,3069	3,231	13,3
R-22	8,3	294,1	4,94	0,703	2,754±0,2870	3,117	13,2
R-22	8,3	288,7	4,95	0,633	2,593±0,2562	2,982	15,0
R-22	8,4	301,5	4,94	0,531	2,475±0,2354	2,897	17,1
R-22	8,3	301,9	4,96	0,446	2,348±0,2132	2,714	15,6
R-22	8,3	302,3	4,97	0,373	2,285±0,2029	2,532	10,8
R-22	8,1	302,1	4,96	0,303	2,276±0,2018	2,336	2,7
R-22	8,2	301,3	4,96	0,223	2,066±0,1696	2,082	0,8
R-22	8,3	284,7	4,96	0,183	1,952±0,1533	1,884	3,5
R-22	8,3	278,3	4,96	0,131	1,871±0,1424	1,698	9,3
R-22	8,0	299,6	9,76	0,872	3,133±0,2130	3,408	8,8
R-22	7,9	296,4	9,74	0,842	3,086±0,2079	3,396	10,1
R-22	7,9	301,3	9,85	0,799	3,102±0,2081	3,432	10,6
R-22	8,0	299,5	9,86	0,759	3,002±0,1971	3,397	13,2
R-22	8,0	297,4	9,93	0,712	2,929±0,1884	3,346	14,2
R-22	8,0	303,0	10,02	0,613	2,83±0,17710	3,261	15,2
R-22	8,1	301,8	10,13	0,530	2,717±0,1649	3,119	14,8
R-22	8,0	306,6	9,88	0,429	2,586±0,1548	2,931	13,4
R-22	8,0	297,2	9,91	0,360	2,493±0,1459	2,740	9,9
R-22	8,1	307,8	10,04	0,270	2,435±0,1397	2,581	6,0
R-22	8,1	300,9	9,93	0,183	2,294±0,1283	2,350	2,5
R-22	8,1	302,8	9,98	0,147	2,293±0,1279	2,278	0,7
R-22	8,0	305,6	9,89	0,084	2,338±0,1324	2,135	8,7
R-22	8,1	303,9	19,82	0,143	3,178±0,1524	3,267	2,8
R-22	8,0	297,0	20,00	0,185	3,144±0,1497	3,340	6,2

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x _{med}	h _{exp} (kW/m ² °C)	h _{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-22	8,2	297,8	19,96	0,266	3,198±0,1533	3,455	8,0
R-22	8,0	304,2	19,56	0,337	3,209±0,1551	3,526	9,9
R-22	8,0	297,8	19,52	0,447	3,242±0,1573	3,680	13,5
R-22	8,0	302,7	19,49	0,532	3,285±0,1602	3,814	16,1
R-22	8,1	303,1	19,27	0,606	3,304±0,1622	3,899	18,0
R-22	8,1	302,2	19,28	0,651	3,326±0,1636	3,952	18,8
R-22	8,1	304,4	19,13	0,683	3,330±0,1644	3,983	19,6
R-22	8,1	302,8	19,52	0,736	3,389±0,1671	4,060	19,8
R-22	8,1	299,0	19,67	0,789	3,417±0,1685	4,097	19,9
R-22	8,1	301,6	19,57	0,843	3,435±0,1701	4,121	20,0
R-22	8,2	497,4	5,04	0,518	3,101±0,3521	4,227	36,3
R-22	8,3	497,1	4,92	0,488	3,007±0,3395	4,122	37,1
R-22	8,0	493,2	4,87	0,452	2,956±0,3317	3,982	34,7
R-22	8,1	482,6	4,81	0,409	2,807±0,3044	3,748	33,5
R-22	8,0	499,7	4,90	0,351	2,710±0,2805	3,613	33,3
R-22	8,0	493,1	4,97	0,299	2,549±0,2473	3,344	31,2
R-22	8,1	498,8	4,89	0,241	2,394±0,2236	3,077	28,5
R-22	8,1	504,3	4,95	0,196	2,333±0,2110	2,851	22,2
R-22	8,0	484,2	4,92	0,175	2,288±0,2048	2,644	15,6
R-22	7,8	497,2	4,94	0,150	2,251±0,1982	2,544	13,0
R-22	8,1	493,3	4,96	0,123	2,221±0,1931	2,351	5,8
R-22	8,1	497,0	4,92	0,088	2,149±0,1831	2,112	1,7
R-22	8,1	511,3	9,69	0,493	3,249±0,2273	4,299	32,3
R-22	8,0	505,7	9,67	0,453	3,157±0,2171	4,130	30,8
R-22	7,9	500,3	9,81	0,410	3,039±0,2018	3,941	29,7
R-22	7,9	497,3	9,75	0,352	2,88±0,18530	3,691	28,2
R-22	8,0	502,9	9,83	0,300	2,743±0,1704	3,493	27,4
R-22	7,9	501,6	9,98	0,262	2,650±0,1599	3,311	24,9
R-22	8,1	507,1	9,78	0,200	2,559±0,1532	3,014	17,8
R-22	8,2	509,1	9,75	0,155	2,538±0,1514	2,769	9,1
R-22	8,2	504,9	9,85	0,133	2,519±0,1488	2,634	4,6
R-22	8,0	502,8	10,00	0,110	2,481±0,1441	2,506	1,0
R-22	7,9	501,1	19,41	0,451	3,54±0,17790	4,410	24,6
R-22	7,9	498,9	20,46	0,379	3,487±0,1708	4,160	19,3
R-22	7,9	501,4	19,53	0,325	3,562±0,1790	3,967	11,4
R-22	8,0	504,1	19,52	0,275	3,498±0,1746	3,794	8,5
R-22	7,9	502,3	19,40	0,231	3,464±0,1726	3,622	4,6
R-22	8,1	497,4	19,62	0,183	3,420±0,1689	3,427	0,2
R-22	8,0	498,5	19,73	0,157	3,402±0,1673	3,331	2,1
R-22	8,0	498,2	19,77	0,157	3,339±0,1630	3,332	0,2
R-22	7,9	505,3	19,78	0,129	3,355±0,1640	3,242	3,4
R-22	8,2	498,9	19,94	0,102	3,352±0,1634	3,138	6,4
R-22	15,1	56,35	4,91	0,744	1,096±0,0603	0,819	25,3
R-22	15,1	57,33	4,88	0,648	1,136±0,0638	0,827	27,2
R-22	15,1	57,34	4,85	0,538	1,156±0,0657	0,819	29,2

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-22	15,1	56,22	4,84	0,443	1,197±0,0694	0,798	33,4
R-22	15,1	47,62	4,85	0,482	1,229±0,0722	0,678	44,8
R-22	14,9	58,64	4,88	0,314	1,247±0,0736	0,826	33,8
R-22	15,2	53,70	4,85	0,274	1,342±0,0830	0,756	43,7
R-22	14,9	64,42	4,87	0,169	1,349±0,0834	0,895	33,6
R-22	15,1	45,76	4,85	0,204	1,392±0,0880	0,645	53,7
R-22	15,4	61,40	4,85	0,084	1,423±0,0912	0,852	40,1
R-22	15,1	59,73	9,86	0,635	1,665±0,0813	1,357	18,5
R-22	14,8	60,40	9,84	0,575	1,698±0,0835	1,362	19,8
R-22	15,1	61,18	9,83	0,520	1,743±0,0866	1,378	20,9
R-22	15,1	61,12	9,87	0,472	1,751±0,0870	1,378	21,3
R-22	15,0	61,11	9,86	0,436	1,795±0,0901	1,374	23,4
R-22	15,0	60,42	9,87	0,400	1,815±0,0914	1,358	25,2
R-22	14,8	60,29	9,88	0,356	1,833±0,0927	1,350	26,3
R-22	15,0	61,76	10,08	0,284	1,898±0,0966	1,398	26,3
R-22	15,2	64,33	10,21	0,223	1,951±0,0999	1,466	24,9
R-22	14,8	64,05	10,25	0,202	1,953±0,0998	1,456	25,4
R-22	15,2	63,49	10,23	0,173	2,035±0,1060	1,447	28,9
R-22	15,2	60,28	10,23	0,185	2,049±0,1071	1,378	32,7
R-22	15,1	96,34	4,86	0,894	1,359±0,0845	1,469	8,1
R-22	14,8	96,77	4,91	0,859	1,385±0,0866	1,486	7,3
R-22	14,9	98,14	4,88	0,768	1,379±0,0864	1,504	9,1
R-22	14,9	100,3	4,87	0,682	1,399±0,0885	1,527	9,1
R-22	15,0	99,29	4,86	0,620	1,400±0,0887	1,494	6,7
R-22	15,2	100,0	4,84	0,614	1,398±0,0887	1,503	7,5
R-22	15,1	101,0	4,87	0,552	1,412±0,0897	1,507	6,7
R-22	15,1	98,43	4,92	0,515	1,420±0,0905	1,459	2,8
R-22	15,0	99,03	4,95	0,428	1,428±0,0906	1,447	1,3
R-22	14,9	99,70	4,98	0,376	1,418±0,0892	1,445	1,9
R-22	15,1	101,9	4,99	0,298	1,415±0,0888	1,457	3,0
R-22	15,2	98,30	4,98	0,251	1,476±0,0952	1,392	5,7
R-22	15,0	97,77	4,96	0,183	1,540±0,1024	1,361	11,6
R-22	14,9	92,65	4,82	0,137	1,588±0,1098	1,259	20,7
R-22	15,1	98,64	9,96	0,900	1,857±0,0941	2,269	22,2
R-22	15,0	99,60	10,05	0,836	1,898±0,0966	2,299	21,1
R-22	15,1	101,6	9,99	0,766	1,924±0,0988	2,333	21,3
R-22	15,0	102,3	10,10	0,734	1,915±0,0977	2,359	23,2
R-22	14,8	101,9	9,87	0,680	1,884±0,0964	2,302	22,2
R-22	15,1	100,0	9,80	0,654	1,94±0,10090	2,251	16,0
R-22	15,1	100,9	10,02	0,631	1,979±0,1028	2,299	16,2
R-22	15,1	101,3	10,10	0,575	1,990±0,1033	2,309	16,0
R-22	15,0	99,94	10,15	0,508	2,009±0,1045	2,270	13,0
R-22	15,1	102,4	10,25	0,415	2,056±0,1076	2,320	12,9
R-22	15,3	98,63	10,10	0,340	2,089±0,1107	2,207	5,6
R-22	14,9	100,5	10,10	0,256	2,116±0,1128	2,222	5,0

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x _{med}	h _{exp} (kW/m ² °C)	h _{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-22	14,9	102,1	10,09	0,168	2,164±0,1166	2,237	3,4
R-22	14,9	96,56	10,16	0,134	2,207±0,1198	2,127	3,6
R-22	15,0	95,81	19,64	0,843	2,427±0,1082	3,411	40,6
R-22	15,1	96,60	19,67	0,794	2,492±0,1117	3,438	38,0
R-22	15,1	95,79	19,74	0,765	2,489±0,1114	3,416	37,2
R-22	15,0	96,69	19,58	0,726	2,513±0,1130	3,415	35,9
R-22	14,9	98,22	19,48	0,662	2,57±0,11630	3,440	33,9
R-22	15,2	99,75	19,64	0,628	2,589±0,1172	3,511	35,6
R-22	14,9	101,3	19,58	0,588	2,609±0,1184	3,540	35,7
R-22	15,1	96,34	19,71	0,587	2,575±0,1163	3,392	31,7
R-22	15,2	100,3	20,05	0,502	2,682±0,1218	3,553	32,5
R-22	14,9	100,9	20,13	0,440	2,708±0,1232	3,554	31,2
R-22	15,1	104,7	19,52	0,343	2,799±0,1296	3,584	28,1
R-22	15,1	105,1	19,56	0,343	2,795±0,1293	3,603	28,9
R-22	15,1	102,9	19,84	0,294	2,855±0,1323	3,552	24,4
R-22	14,9	101,5	20,12	0,259	2,879±0,1333	3,523	22,4
R-22	15,3	150,6	4,91	0,926	1,635±0,1139	1,919	17,4
R-22	15,0	151,6	4,91	0,834	1,551±0,1042	1,965	26,7
R-22	15,2	153,1	4,90	0,778	1,524±0,1015	1,966	29,0
R-22	15,1	156,0	4,88	0,679	1,488±0,0977	1,944	30,6
R-22	15,0	151,4	4,83	0,621	1,408±0,0899	1,879	33,5
R-22	15,0	154,3	4,88	0,517	1,425±0,0910	1,827	28,2
R-22	15,1	153,7	4,86	0,422	1,414±0,0902	1,743	23,2
R-22	15,1	152,6	4,95	0,345	1,424±0,0902	1,686	18,4
R-22	15,2	155,6	5,00	0,233	1,486±0,0960	1,606	8,1
R-22	15,1	147,6	5,01	0,126	1,501±0,0974	1,522	1,4
R-22	15,4	146,3	5,02	0,050	1,517±0,0991	1,488	1,9
R-22	15,1	153,4	9,72	0,930	2,163±0,1188	2,575	19,1
R-22	15,3	147,3	9,76	0,875	2,144±0,1170	2,579	20,3
R-22	15,0	150,5	9,64	0,761	2,106±0,1145	2,554	21,3
R-22	15,1	153,0	9,65	0,666	2,11±0,11480	2,532	20,0
R-22	15,1	152,7	9,70	0,571	2,128±0,1159	2,497	17,4
R-22	14,9	154,5	9,71	0,452	2,151±0,1178	2,442	13,5
R-22	14,8	153,7	9,70	0,381	2,122±0,1155	2,401	13,2
R-22	15,0	154,3	9,81	0,296	2,222±0,1231	2,378	7,0
R-22	15,2	147,9	9,92	0,183	2,338±0,1321	2,350	0,5
R-22	14,7	154,2	9,90	0,089	2,33±0,13160	2,296	1,5
R-22	15,0	149,7	9,95	0,094	2,356±0,1334	2,316	1,7
R-22	15,1	204,2	4,78	0,801	2,419±0,2323	2,310	4,5
R-22	15,2	196,8	4,69	0,792	2,322±0,2188	2,248	3,2
R-22	15,0	200,5	4,93	0,741	2,274±0,2021	2,274	0,0
R-22	14,9	200,1	4,90	0,677	2,119±0,1791	2,231	5,3
R-22	14,9	201,7	4,92	0,627	2,059±0,1697	2,202	6,9
R-22	15,0	205,1	4,80	0,556	2,006±0,1649	2,141	6,8
R-22	14,9	200,5	4,96	0,538	1,956±0,1538	2,107	7,7

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-22	15,1	203,3	4,99	0,480	1,899±0,1456	2,054	8,2
R-22	15,2	204,6	4,99	0,393	1,879±0,1429	1,947	3,6
R-22	15,1	204,5	4,94	0,299	1,826±0,1369	1,806	1,1
R-22	15,0	199,7	4,85	0,198	1,877±0,1456	1,634	13,0
R-22	15,1	198,1	4,89	0,159	1,914±0,1498	1,582	17,3
R-22	15,0	199,2	4,98	0,117	1,829±0,1367	1,541	15,7
R-22	15,1	200,7	4,93	0,071	1,892±0,1458	1,483	21,6
R-22	15,0	197,1	9,82	0,087	2,506±0,1479	2,257	10,0
R-22	15,1	200,0	9,82	0,123	2,528±0,1499	2,281	9,8
R-22	14,9	205,6	9,75	0,155	2,401±0,1388	2,287	4,7
R-22	15,0	202,1	9,68	0,190	2,384±0,1379	2,307	3,2
R-22	15,1	201,1	9,68	0,259	2,352±0,1351	2,362	0,4
R-22	15,0	203,8	9,68	0,334	2,342±0,1342	2,429	3,7
R-22	15,1	198,3	9,55	0,417	2,302±0,1317	2,476	7,6
R-22	15,2	200,6	9,56	0,502	2,322±0,1333	2,555	10,0
R-22	14,8	198,3	9,64	0,601	2,319±0,1325	2,630	13,4
R-22	15,1	199,7	9,65	0,666	2,429±0,1422	2,681	10,4
R-22	15,1	200,2	9,56	0,742	2,500±0,1495	2,713	8,5
R-22	15,1	200,2	9,56	0,742	2,495±0,1491	2,712	8,7
R-22	15,1	199,0	9,61	0,843	2,663±0,1649	2,738	2,8
R-22	15,1	202,4	9,65	0,886	3,662±0,2800	2,751	24,9
R-22	15,1	203,3	19,52	0,895	3,346±0,1643	3,967	18,5
R-22	14,9	201,4	19,61	0,854	3,285±0,1599	3,962	20,6
R-22	14,9	200,7	19,44	0,818	3,201±0,1549	3,928	22,7
R-22	15,0	203,3	19,61	0,753	3,185±0,1533	3,927	23,3
R-22	15,0	200,5	19,48	0,728	3,123±0,1497	3,896	24,7
R-22	15,1	199,8	20,20	0,712	3,147±0,1495	3,975	26,3
R-22	15,1	202,0	20,14	0,627	3,131±0,1486	3,921	25,2
R-22	15,0	202,5	20,04	0,567	3,125±0,1485	3,871	23,9
R-22	15,2	203,2	20,08	0,479	3,165±0,1509	3,820	20,7
R-22	15,2	203,8	20,05	0,477	3,143±0,1496	3,817	21,4
R-22	15,0	204,6	20,01	0,414	3,157±0,1505	3,761	19,1
R-22	15,2	203,2	20,31	0,352	3,198±0,1524	3,759	17,5
R-22	15,2	201,3	19,66	0,273	3,171±0,1523	3,631	14,5
R-22	15,0	204,3	19,65	0,161	3,279±0,1594	3,547	8,2
R-22	15,1	204,1	19,66	0,162	3,292±0,1602	3,552	7,9
R-22	15,7	203,2	19,81	0,129	3,309±0,1609	3,565	7,7
R-22	14,9	305,0	4,86	0,845	2,833±0,3068	3,063	8,1
R-22	15,1	308,7	4,81	0,813	2,792±0,3012	3,087	10,6
R-22	14,8	305,8	4,89	0,744	2,700±0,2787	3,046	12,8
R-22	15,0	305,8	4,95	0,675	2,583±0,2545	2,976	15,2
R-22	14,8	306,3	4,93	0,589	2,472±0,2356	2,864	15,9
R-22	14,8	308,2	5,10	0,511	2,381±0,2138	2,747	15,4
R-22	15,0	305,9	5,02	0,431	2,303±0,2039	2,563	11,3
R-22	15,1	307,8	5,08	0,358	2,298±0,2011	2,403	4,6

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-22	14,8	299,7	5,01	0,287	2,110±0,1748	2,185	3,6
R-22	15,0	305,4	5,00	0,205	2,003±0,1595	1,978	1,3
R-22	14,8	304,2	5,01	0,168	1,948±0,1516	1,867	4,2
R-22	14,5	296,8	5,03	0,127	2,033±0,1631	1,727	15,1
R-22	13,7	307,8	5,02	0,073	2,058±0,1668	1,585	23,0
R-22	14,9	305,5	9,75	0,875	3,067±0,2057	3,301	7,6
R-22	15,1	306,3	9,89	0,842	3,051±0,2019	3,324	9,0
R-22	15,2	305,3	9,97	0,800	2,990±0,1943	3,318	11,0
R-22	15,0	300,5	9,82	0,757	2,941±0,1910	3,262	10,9
R-22	15,1	298,9	9,92	0,727	2,896±0,1851	3,236	11,7
R-22	14,7	306,6	9,87	0,603	2,822±0,1780	3,147	11,5
R-22	15,0	301,2	9,94	0,528	2,705±0,1657	3,011	11,3
R-22	14,9	306,0	9,97	0,443	2,690±0,1638	2,896	7,7
R-22	14,9	302,4	9,89	0,350	2,573±0,1534	2,706	5,2
R-22	14,8	306,0	9,92	0,269	2,529±0,1491	2,562	1,3
R-22	14,8	303,6	9,88	0,185	2,405±0,1382	2,393	0,5
R-22	15,2	302,5	9,84	0,145	2,473±0,1447	2,318	6,3
R-22	15,2	302,7	9,84	0,088	2,542±0,1510	2,227	12,4
R-22	15,1	298,2	14,79	0,859	3,371±0,1873	3,694	9,6
R-22	15,0	307,0	15,16	0,744	3,342±0,1826	3,718	11,3
R-22	14,7	300,4	15,16	0,651	3,227±0,1734	3,606	11,7
R-22	14,8	301,4	14,78	0,552	3,103±0,1657	3,460	11,5
R-22	15,2	301,7	15,14	0,480	3,035±0,1586	3,400	12,0
R-22	14,7	300,4	15,22	0,401	3,004±0,1560	3,291	9,5
R-22	14,9	303,3	14,88	0,307	2,996±0,1569	3,123	4,3
R-22	15,3	305,3	14,92	0,236	2,976±0,1552	3,030	1,8
R-22	14,8	303,8	14,96	0,179	2,895±0,1491	2,946	1,7
R-22	15,3	304,0	14,91	0,126	3,055±0,1613	2,880	5,7
R-22	15,2	299,2	14,90	0,092	3,095±0,1645	2,841	8,2
R-22	15,3	299,5	14,88	0,092	3,097±0,1647	2,840	8,3
R-22	15,0	304,0	19,19	0,859	3,657±0,1871	4,149	13,5
R-22	14,9	307,3	19,48	0,817	3,632±0,1842	4,174	14,9
R-22	15,1	308,5	19,83	0,777	3,657±0,1846	4,190	14,6
R-22	15,1	307,0	20,30	0,761	3,696±0,1856	4,222	14,2
R-22	15,1	305,1	20,30	0,691	3,645±0,1820	4,155	14,0
R-22	15,0	304,5	20,07	0,663	3,590±0,1790	4,101	14,2
R-22	14,8	304,6	20,33	0,626	3,585±0,1778	4,087	14,0
R-22	15,0	304,1	20,11	0,541	3,535±0,1751	3,966	12,2
R-22	14,7	300,6	19,91	0,448	3,428±0,1685	3,818	11,4
R-22	15,0	299,6	20,22	0,361	3,444±0,1686	3,744	8,7
R-22	15,0	301,1	19,56	0,265	3,436±0,1702	3,551	3,3
R-22	14,9	295,2	19,81	0,195	3,467±0,1715	3,491	0,7
R-22	15,2	295,7	20,26	0,140	3,555±0,1760	3,483	2,0
R-22	14,9	508,3	4,93	0,546	3,081±0,3546	4,101	33,1
R-22	14,9	505,6	4,92	0,548	3,045±0,3476	4,088	34,3

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	$h_{exp}(kW/m^2 \text{ } ^\circ C)$	$h_{cal}(kW/m^2 \text{ } ^\circ C)$	Erro (%)
R-22	14,9	504,4	4,94	0,492	2,916±0,3190	3,919	34,4
R-22	14,8	505,0	4,90	0,437	2,722±0,2827	3,745	37,6
R-22	15,0	502,4	4,90	0,388	2,550±0,2507	3,549	39,2
R-22	14,9	499,5	4,92	0,337	2,555±0,2506	3,333	30,5
R-22	14,9	504,8	4,95	0,285	2,427±0,2269	3,144	29,5
R-22	14,7	504,8	4,89	0,231	2,308±0,2090	2,888	25,1
R-22	14,9	494,4	4,91	0,189	2,271±0,2024	2,629	15,8
R-22	14,9	494,0	4,91	0,189	2,286±0,2049	2,629	15,0
R-22	15,0	499,6	4,94	0,150	2,262±0,2001	2,437	7,7
R-22	15,0	499,5	4,95	0,151	2,261±0,1994	2,441	8,0
R-22	15,0	503,9	4,98	0,133	2,252±0,1972	2,347	4,2
R-22	14,9	503,2	5,01	0,108	2,218±0,1908	2,196	1,0
R-22	15,1	502,2	5,03	0,085	2,168±0,1829	2,041	5,9
R-22	15,1	509,7	9,99	0,553	3,293±0,2277	4,210	27,8
R-22	14,8	497,2	9,94	0,515	3,175±0,2151	4,045	27,4
R-22	14,9	503,3	9,71	0,459	3,045±0,2037	3,901	28,1
R-22	14,9	502,2	9,72	0,413	2,946±0,1928	3,743	27,1
R-22	15,0	503,2	9,71	0,353	2,825±0,1801	3,530	25,0
R-22	14,9	506,3	9,73	0,305	2,703±0,1676	3,362	24,4
R-22	15,2	504,0	9,73	0,259	2,683±0,1656	3,157	17,7
R-22	15,1	505,9	9,72	0,210	2,695±0,1669	2,945	9,3
R-22	15,0	498,5	9,74	0,158	2,672±0,1644	2,688	0,6
R-22	14,8	502,8	9,80	0,135	2,646±0,1613	2,590	2,1
R-22	15,1	501,0	9,76	0,096	2,615±0,1587	2,392	8,5
R-22	15,4	501,2	14,90	0,581	3,570±0,2035	4,398	23,2
R-22	15,0	506,1	14,60	0,552	3,507±0,2002	4,350	24,0
R-22	14,8	496,1	14,69	0,508	3,442±0,1939	4,191	21,8
R-22	14,9	504,4	14,78	0,441	3,380±0,1881	4,038	19,5
R-22	15,0	505,5	14,65	0,378	3,327±0,1845	3,831	15,2
R-22	14,9	504,9	14,74	0,325	3,263±0,1786	3,654	12,0
R-22	15,2	507,5	14,73	0,272	3,255±0,1780	3,465	6,4
R-22	14,9	498,8	14,77	0,233	3,235±0,1762	3,301	2,0
R-22	14,7	505,4	14,77	0,179	3,132±0,1680	3,109	0,7
R-22	15,0	499,2	14,84	0,140	3,160±0,1698	2,955	6,5
R-22	14,9	501,4	14,74	0,103	3,077±0,1638	2,813	8,6
R-22	15,3	497,5	14,88	0,078	3,122±0,1666	2,736	12,4
R-22	14,9	505,9	19,49	0,580	3,843±0,1994	4,653	21,1
R-22	15,1	504,0	19,45	0,547	3,814±0,1975	4,560	19,5
R-22	15,0	504,8	19,53	0,496	3,767±0,1937	4,436	17,8
R-22	15,0	500,2	19,39	0,437	3,721±0,1909	4,245	14,1
R-22	14,9	502,2	19,54	0,392	3,695±0,1884	4,127	11,7
R-22	14,9	500,0	19,53	0,335	3,625±0,1835	3,947	8,9
R-22	15,1	505,8	19,47	0,288	3,596±0,1817	3,804	5,8
R-22	14,8	496,9	19,43	0,235	3,555±0,1789	3,608	1,5
R-22	14,9	496,9	19,58	0,186	3,543±0,1775	3,462	2,3

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	$h_{exp}(kW/m^2 \text{ } ^\circ C)$	$h_{cal}(kW/m^2 \text{ } ^\circ C)$	Erro (%)
R-22	15,0	502,8	19,71	0,156	3,552±0,1777	3,383	4,7
R-22	15,1	505,0	19,82	0,132	3,577±0,1790	3,316	7,3
R-22	14,8	500,3	19,86	0,098	3,572±0,1785	3,213	10,1
R-134a	9,0	305,7	10,51	0,676	3,175±0,2075	3,341	5,2
R-134a	8,4	307,2	10,51	0,585	3,013±0,1904	3,218	6,8
R-134a	7,8	299,1	10,51	0,512	2,832±0,1724	3,031	7,0
R-134a	8,4	305,8	10,48	0,415	2,597±0,1507	2,846	9,6
R-134a	7,9	306,2	10,53	0,330	2,447±0,1373	2,642	8,0
R-134a	8,2	306,0	10,54	0,245	2,348±0,1290	2,412	2,7
R-134a	8,5	295,1	10,62	0,180	2,277±0,1228	2,215	2,7
R-134a	7,9	294,3	10,61	0,145	2,204±0,1171	2,125	3,6
R-134a	7,3	294,1	10,55	0,101	2,202±0,1172	2,015	8,5
R-134a	8,1	307,6	5,01	0,665	3,220±0,3801	3,244	0,7
R-134a	8,0	307,1	4,98	0,575	3,010±0,3363	3,083	2,4
R-134a	7,7	307,6	4,94	0,500	2,825±0,3011	2,925	3,5
R-134a	8,5	302,2	5,01	0,432	2,588±0,2528	2,703	4,4
R-134a	7,5	303,7	4,84	0,340	2,456±0,2363	2,462	0,2
R-134a	8,6	309,6	4,85	0,258	2,400±0,2262	2,209	8,0
R-134a	8,2	306,2	4,91	0,189	2,218±0,1941	1,944	12,3
R-134a	7,5	301,4	4,87	0,116	1,917±0,1507	1,629	15,0
R-134a	8,4	301,0	19,82	0,647	3,304±0,1605	3,713	12,4
R-134a	8,4	308,1	19,79	0,576	3,258±0,1576	3,649	12,0
R-134a	7,8	303,4	19,84	0,504	3,163±0,1514	3,519	11,2
R-134a	8,1	308,8	19,92	0,323	2,969±0,1390	3,227	8,7
R-134a	8,1	303,3	19,87	0,249	2,912±0,1357	3,085	6,0
R-134a	8,0	300,7	19,87	0,175	2,903±0,1351	2,968	2,3
R-134a	8,6	295,7	19,83	0,137	2,913±0,1358	2,922	0,3
R-134a	8,4	306,5	19,95	0,131	2,946±0,1376	2,922	0,8
R-134a	7,6	294,5	19,95	0,098	2,946±0,1376	2,867	2,7
R-134a	8,1	206,8	4,85	0,849	2,705±0,2817	2,494	7,8
R-134a	7,8	203,9	4,88	0,795	2,651±0,2702	2,472	6,8
R-134a	7,9	202,3	4,89	0,732	2,558±0,2524	2,422	5,3
R-134a	7,8	204,1	4,89	0,647	2,450±0,2331	2,359	3,7
R-134a	7,6	205,1	4,84	0,560	2,373±0,2219	2,255	5,0
R-134a	8,1	203,9	4,86	0,498	2,339±0,2152	2,144	8,3
R-134a	8,0	202,2	4,91	0,432	2,285±0,2046	2,023	11,5
R-134a	7,7	203,5	4,90	0,352	2,057±0,1697	1,879	8,6
R-134a	8,1	198,3	4,86	0,286	1,823±0,1383	1,711	6,1
R-134a	7,9	198,8	4,85	0,207	1,662±0,1182	1,543	7,1
R-134a	7,6	210,7	4,91	0,123	1,656±0,1163	1,395	15,8
R-134a	7,9	201,6	10,04	0,823	2,775±0,1715	2,669	3,8
R-134a	7,8	202,2	10,10	0,764	2,721±0,1656	2,658	2,3
R-134a	8,2	200,3	9,83	0,696	2,619±0,1584	2,584	1,3
R-134a	7,7	202,4	9,81	0,597	2,519±0,1492	2,508	0,4
R-134a	7,7	202,3	9,86	0,533	2,378±0,1360	2,437	2,5

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	$h_{exp}(kW/m^2 \text{ } ^\circ C)$	$h_{cal}(kW/m^2 \text{ } ^\circ C)$	Erro (%)
R-134a	8,1	199,4	9,71	0,442	2,217±0,1233	2,297	3,6
R-134a	8,4	203,5	9,92	0,365	2,248±0,1245	2,229	0,9
R-134a	7,6	201,6	9,96	0,293	2,055±0,1089	2,126	3,4
R-134a	8,0	198,9	10,05	0,234	2,117±0,1132	2,055	2,9
R-134a	8,3	208,7	9,74	0,173	2,081±0,1120	1,967	5,5
R-134a	7,8	209,4	9,65	0,145	2,050±0,1100	1,920	6,4
R-134a	7,9	196,8	9,90	0,108	2,087±0,1117	1,901	8,9
R-134a	8,3	203,0	19,64	0,832	3,353±0,1643	3,376	0,7
R-134a	8,1	198,8	19,64	0,791	3,319±0,1621	3,348	0,9
R-134a	8,2	197,6	19,61	0,767	3,301±0,1610	3,335	1,0
R-134a	8,2	196,2	19,86	0,737	3,297±0,1600	3,338	1,2
R-134a	8,0	198,9	19,84	0,682	3,260±0,1576	3,315	1,7
R-134a	7,8	199,4	19,77	0,642	3,213±0,1548	3,283	2,2
R-134a	7,9	200,8	19,61	0,594	3,166±0,1521	3,244	2,5
R-134a	8,0	203,9	19,74	0,513	3,110±0,1482	3,204	3,0
R-134a	8,2	208,9	19,56	0,419	3,016±0,1428	3,126	3,6
R-134a	8,0	194,5	20,35	0,390	3,010±0,1407	3,153	4,8
R-134a	8,2	205,8	19,79	0,285	2,960±0,1388	3,039	2,7
R-134a	8,0	200,0	19,75	0,215	2,908±0,1357	2,982	2,5
R-134a	7,8	104,0	4,94	0,909	1,337±0,0815	1,464	9,5
R-134a	7,9	100,2	4,96	0,834	1,233±0,0716	1,404	13,9
R-134a	8,0	100,1	4,97	0,754	1,198±0,0685	1,393	16,3
R-134a	7,7	100,3	4,97	0,660	1,169±0,0660	1,366	16,9
R-134a	8,0	97,78	4,94	0,610	1,146±0,0642	1,296	13,1
R-134a	7,6	97,35	4,97	0,534	1,133±0,0629	1,255	10,8
R-134a	7,8	95,30	4,99	0,482	1,136±0,0631	1,199	5,5
R-134a	7,7	97,09	4,97	0,394	1,149±0,0642	1,181	2,8
R-134a	7,2	99,48	5,01	0,318	1,157±0,0647	1,178	1,8
R-134a	7,4	98,93	5,03	0,256	1,156±0,0644	1,143	1,1
R-134a	7,0	106,9	4,83	0,157	1,096±0,0607	1,160	5,9
R-134a	6,7	105,2	4,88	0,091	1,093±0,0602	1,115	2,0
R-134a	8,0	104,2	9,76	0,856	1,73±0,08598	1,928	11,4
R-134a	8,0	101,6	9,80	0,851	1,725±0,0854	1,876	8,8
R-134a	8,0	101,9	9,73	0,803	1,707±0,0845	1,873	9,7
R-134a	8,2	102,7	9,75	0,770	1,707±0,0844	1,892	10,8
R-134a	8,1	102,0	9,79	0,734	1,706±0,0842	1,874	9,9
R-134a	8,2	100,9	9,86	0,708	1,705±0,0839	1,855	8,8
R-134a	8,3	100,5	9,86	0,667	1,696±0,0833	1,839	8,4
R-134a	7,9	101,9	9,86	0,618	1,691±0,0829	1,850	9,4
R-134a	8,0	102,4	9,84	0,544	1,695±0,0833	1,839	8,5
R-134a	7,9	100,2	9,85	0,472	1,699±0,0835	1,777	4,6
R-134a	8,0	100,5	9,86	0,391	1,730±0,0856	1,764	2,0
R-134a	7,9	100,3	9,88	0,316	1,757±0,0874	1,740	1,0
R-134a	7,8	98,76	9,83	0,238	1,761±0,0877	1,690	4,0
R-134a	7,5	101,8	9,82	0,177	1,769±0,0884	1,721	2,7

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-134a	8,1	104,7	19,69	0,287	2,719±0,1246	2,823	3,8
R-134a	8,4	100,4	19,81	0,331	2,587±0,1168	2,738	5,9
R-134a	7,8	99,93	19,84	0,360	2,468±0,1101	2,718	10,1
R-134a	7,8	105,4	19,65	0,401	2,446±0,1092	2,849	16,5
R-134a	8,3	98,67	19,66	0,497	2,461±0,1100	2,706	10,0
R-134a	7,8	102,4	19,64	0,541	2,441±0,1089	2,799	14,7
R-134a	7,9	98,98	19,86	0,642	2,442±0,1087	2,745	12,4
R-134a	7,8	101,5	19,92	0,686	2,465±0,1099	2,826	14,6
R-134a	8,0	99,00	19,44	0,740	2,442±0,1092	2,727	11,7
R-134a	8,0	101,7	19,56	0,830	2,483±0,1113	2,823	13,7
R-134a	15,0	503,2	4,91	0,539	3,465±0,4445	4,189	20,9
R-134a	14,9	504,8	4,86	0,507	3,355±0,4224	4,103	22,3
R-134a	15,2	500,0	4,90	0,473	3,285±0,4029	3,950	20,2
R-134a	15,2	500,1	4,91	0,475	3,231±0,3893	3,957	22,5
R-134a	15,3	498,5	4,90	0,447	3,175±0,3775	3,845	21,1
R-134a	15,2	500,4	4,84	0,392	3,155±0,3774	3,650	15,7
R-134a	15,1	500,8	4,82	0,343	2,946±0,3327	3,450	17,1
R-134a	14,9	499,1	4,85	0,321	2,847±0,3102	3,347	17,6
R-134a	14,8	507,0	4,78	0,266	2,663±0,2773	3,130	17,6
R-134a	15,1	497,3	4,80	0,225	2,541±0,2535	2,863	12,7
R-134a	15,5	510,5	9,72	0,083	2,520±0,1500	2,236	11,3
R-134a	15,3	503,0	9,80	0,134	2,560±0,1531	2,514	1,8
R-134a	15,2	503,8	9,83	0,156	2,607±0,1572	2,641	1,3
R-134a	14,8	500,5	9,70	0,203	2,638±0,1615	2,875	9,0
R-134a	15,4	497,0	9,79	0,235	2,696±0,1662	3,019	12,0
R-134a	15,5	502,6	9,79	0,279	2,762±0,1729	3,245	17,5
R-134a	15,1	504,4	9,90	0,305	2,860±0,1816	3,382	18,3
R-134a	15,0	503,1	9,81	0,345	2,963±0,1935	3,547	19,7
R-134a	15,1	501,1	9,90	0,381	3,028±0,1993	3,681	21,6
R-134a	15,4	506,2	9,93	0,423	3,146±0,2119	3,861	22,7
R-134a	15,4	495,9	9,74	0,459	3,233±0,2247	3,929	21,5
R-134a	15,5	499,5	9,79	0,510	3,346±0,2372	4,112	22,9
R-134a	15,4	499,9	9,77	0,527	3,395±0,2437	4,169	22,8
R-134a	15,8	511,0	19,87	0,523	3,462±0,1709	4,477	29,3
R-134a	16,3	516,0	19,69	0,503	3,454±0,1710	4,430	28,3
R-134a	16,5	512,1	19,87	0,493	3,426±0,1685	4,382	27,9
R-134a	15,3	499,7	20,14	0,464	3,357±0,1631	4,265	27,0
R-134a	15,2	507,8	20,05	0,421	3,309±0,1602	4,164	25,8
R-134a	15,4	508,8	19,91	0,365	3,243±0,1563	3,971	22,5
R-134a	15,5	506,9	20,01	0,316	3,186±0,1524	3,793	19,0
R-134a	15,7	509,0	20,03	0,294	3,207±0,1537	3,718	15,9
R-134a	15,9	503,2	19,34	0,243	3,211±0,1558	3,477	8,3
R-134a	15,7	511,0	19,75	0,196	3,285±0,1595	3,339	1,7
R-134a	15,4	502,2	19,99	0,177	3,273±0,1580	3,266	0,2
R-134a	15,5	496,5	19,90	0,109	3,294±0,1597	3,015	8,5

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-134a	15,1	309,3	5,16	0,857	3,391±0,4079	3,202	5,6
R-134a	15,1	306,2	5,21	0,814	3,311±0,3870	3,185	3,8
R-134a	14,9	306,2	5,30	0,737	3,191±0,3550	3,150	1,3
R-134a	15,3	302,3	5,23	0,695	3,080±0,3365	3,065	0,5
R-134a	15,0	299,5	5,24	0,616	2,884±0,2971	2,939	1,9
R-134a	15,3	299,9	5,26	0,582	2,693±0,2610	2,881	7,0
R-134a	14,6	298,1	5,27	0,493	2,663±0,2551	2,709	1,7
R-134a	14,9	300,2	5,32	0,447	2,621±0,2460	2,616	0,2
R-134a	14,8	311,1	5,37	0,385	2,563±0,2344	2,533	1,2
R-134a	14,9	305,7	5,39	0,321	2,474±0,2192	2,326	6,0
R-134a	14,6	307,7	5,38	0,275	2,465±0,2180	2,204	10,6
R-134a	14,3	308,4	5,43	0,218	2,370±0,2016	2,029	14,4
R-134a	13,6	305,0	5,45	0,123	2,063±0,1575	1,690	18,1
R-134a	15,7	306,7	9,76	0,858	3,358±0,2392	3,297	1,8
R-134a	15,3	306,8	9,80	0,765	3,291±0,2306	3,289	0,0
R-134a	15,3	307,7	9,89	0,720	3,158±0,2140	3,263	3,3
R-134a	14,9	306,2	9,83	0,675	3,072±0,2051	3,208	4,4
R-134a	14,8	301,3	9,87	0,647	2,980±0,1945	3,142	5,4
R-134a	14,7	308,1	9,85	0,584	2,881±0,1844	3,093	7,3
R-134a	15,1	291,3	9,94	0,542	2,627±0,1581	2,919	11,1
R-134a	15,2	306,2	9,89	0,465	2,633±0,1592	2,858	8,6
R-134a	15,3	308,5	9,98	0,422	2,592±0,1545	2,786	7,5
R-134a	14,7	307,5	9,93	0,375	2,530±0,1492	2,679	5,9
R-134a	15,0	301,1	10,00	0,305	2,376±0,1349	2,496	5,1
R-134a	14,5	306,9	10,11	0,219	2,345±0,1314	2,319	1,1
R-134a	14,3	306,8	10,01	0,164	2,254±0,1244	2,181	3,2
R-134a	15,2	308,9	9,93	0,099	2,372±0,1350	2,037	14,1
R-134a	15,4	306,0	19,75	0,775	3,639±0,1836	3,851	5,8
R-134a	15,1	305,8	19,79	0,722	3,569±0,1786	3,814	6,9
R-134a	14,6	303,4	19,73	0,681	3,495±0,1736	3,760	7,6
R-134a	14,6	304,7	19,83	0,633	3,484±0,1726	3,720	6,8
R-134a	15,0	304,7	19,78	0,595	3,441±0,1698	3,674	6,8
R-134a	15,0	307,0	19,84	0,543	3,408±0,1674	3,620	6,2
R-134a	14,9	304,1	19,75	0,466	3,296±0,1602	3,495	6,0
R-134a	15,2	306,9	19,99	0,379	3,313±0,1607	3,396	2,5
R-134a	15,2	298,3	19,71	0,306	3,220±0,1553	3,255	1,1
R-134a	14,9	296,6	19,86	0,262	3,172±0,1519	3,202	1,0
R-134a	15,6	307,4	20,03	0,180	3,275±0,1581	3,125	4,6
R-134a	14,7	303,1	19,51	0,130	3,232±0,1567	3,000	7,2
R-134a	14,0	101,3	5,33	0,168	1,155±0,0625	1,249	8,1
R-134a	14,3	99,18	5,25	0,212	1,158±0,0632	1,228	6,1
R-134a	14,5	96,32	5,28	0,275	1,174±0,0644	1,218	3,8
R-134a	13,7	101,6	5,27	0,296	1,165±0,0637	1,290	10,7
R-134a	14,3	98,22	5,29	0,354	1,172±0,0642	1,272	8,6
R-134a	15,0	101,6	5,28	0,442	1,171±0,0641	1,366	16,6

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	X _{med}	h _{exp} (kW/m ² °C)	h _{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-134a	13,8	94,79	5,28	0,537	1,122±0,0602	1,280	14,1
R-134a	14,1	100,5	5,27	0,538	1,145±0,0621	1,379	20,4
R-134a	14,3	100,0	5,22	0,630	1,147±0,0625	1,401	22,1
R-134a	13,8	101,1	5,17	0,669	1,128±0,0613	1,426	26,4
R-134a	14,8	98,49	5,15	0,787	1,154±0,0635	1,406	21,8
R-134a	14,3	94,67	5,21	0,875	1,141±0,0621	1,338	17,2
R-134a	14,9	97,88	5,30	0,949	1,204±0,0667	1,380	14,6
R-134a	15,6	99,72	10,42	1,000	1,775±0,0869	1,973	11,2
R-134a	14,5	99,52	10,41	0,943	1,848±0,0918	1,997	8,1
R-134a	14,3	102,9	9,86	0,828	1,822±0,0920	2,011	10,4
R-134a	15,3	98,89	9,76	0,812	1,800±0,0908	1,932	7,3
R-134a	15,0	100,8	9,75	0,763	1,795±0,0905	1,961	9,3
R-134a	15,0	97,17	9,87	0,738	1,79±0,08971	1,896	5,9
R-134a	14,8	101,3	9,91	0,621	1,812±0,0911	1,961	8,2
R-134a	14,8	96,55	9,83	0,586	1,785±0,0895	1,849	3,6
R-134a	14,9	96,50	9,77	0,475	1,815±0,0918	1,823	0,4
R-134a	15,1	100,7	9,84	0,414	1,839±0,0932	1,903	3,5
R-134a	15,3	99,67	9,79	0,313	1,873±0,0960	1,859	0,8
R-134a	15,4	95,29	9,90	0,286	1,870±0,0953	1,788	4,4
R-134a	15,5	99,67	9,88	0,214	1,919±0,0989	1,857	3,3
R-134a	15,3	99,29	9,84	0,174	1,936±0,1004	1,833	5,3
R-134a	14,2	100,7	20,20	0,314	2,733±0,1245	2,967	8,6
R-134a	14,8	101,2	20,34	0,341	2,654±0,1198	3,020	13,8
R-134a	15,4	100,8	19,95	0,372	2,592±0,1169	2,998	15,7
R-134a	14,6	96,99	19,79	0,423	2,505±0,1123	2,855	14,0
R-134a	15,2	102,2	19,86	0,460	2,564±0,1154	3,038	18,5
R-134a	14,6	97,67	19,84	0,526	2,516±0,1128	2,899	15,2
R-134a	14,8	96,89	19,90	0,563	2,495±0,1115	2,893	16,0
R-134a	15,0	97,99	19,86	0,583	2,494±0,1115	2,933	17,6
R-134a	15,2	97,39	19,75	0,623	2,509±0,1125	2,919	16,3
R-134a	14,6	96,52	19,65	0,690	2,493±0,1118	2,873	15,2
R-134a	14,5	100,0	19,88	0,737	2,530±0,1135	3,001	18,6
R-134a	14,7	98,32	19,83	0,790	2,527±0,1134	2,962	17,2
R-134a	15,0	96,70	19,78	0,823	2,528±0,1135	2,921	15,5
R-134a	15,8	97,52	19,82	0,868	2,394±0,1061	2,980	24,5
R-404A	7,8	59,67	4,91	0,742	1,367±0,0849	1,120	18,1
R-404A	7,9	59,91	4,92	0,653	1,391±0,0871	1,123	19,3
R-404A	8,0	59,52	4,94	0,578	1,408±0,0887	1,115	20,8
R-404A	8,0	57,25	4,92	0,526	1,42±0,09016	1,065	25,0
R-404A	8,1	61,63	4,89	0,389	1,474±0,0961	1,132	23,2
R-404A	8,1	56,93	4,92	0,388	1,510±0,0997	1,052	30,3
R-404A	8,2	62,70	4,91	0,287	1,532±0,1023	1,147	25,1
R-404A	8,1	70,07	4,91	0,197	1,560±0,1052	1,266	18,8
R-404A	8,2	59,31	4,90	0,201	1,523±0,1013	1,078	29,2
R-404A	8,0	61,42	9,80	0,767	1,844±0,0938	1,808	2,0

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-404A	8,0	60,13	9,79	0,703	1,857±0,0948	1,765	5,0
R-404A	8,1	59,11	9,81	0,634	1,893±0,0973	1,735	8,3
R-404A	8,0	58,28	9,77	0,575	1,922±0,0996	1,701	11,5
R-404A	8,1	58,94	9,77	0,519	1,971±0,1034	1,715	13,0
R-404A	8,1	58,73	9,77	0,485	1,993±0,1050	1,707	14,4
R-404A	8,2	58,73	9,79	0,433	2,025±0,1074	1,707	15,7
R-404A	8,2	58,73	9,83	0,382	2,062±0,1101	1,708	17,2
R-404A	8,1	48,06	9,84	0,432	2,086±0,1118	1,413	32,3
R-404A	8,0	101,6	4,88	0,959	1,335±0,0819	1,671	25,2
R-404A	8,0	100,8	4,89	0,882	1,366±0,0849	1,697	24,2
R-404A	8,0	98,94	4,95	0,840	1,392±0,0869	1,702	22,3
R-404A	7,9	99,83	4,90	0,737	1,395±0,0878	1,685	20,8
R-404A	8,0	101,3	4,89	0,644	1,403±0,0887	1,668	18,9
R-404A	7,9	100,8	4,89	0,569	1,414±0,0897	1,645	16,3
R-404A	8,1	100,8	4,90	0,475	1,427±0,0911	1,617	13,3
R-404A	8,0	101,6	4,89	0,384	1,444±0,0929	1,585	9,8
R-404A	8,0	101,5	4,94	0,321	1,487±0,0969	1,572	5,7
R-404A	7,9	102,6	4,92	0,253	1,507±0,0993	1,546	2,6
R-404A	8,0	102,1	4,88	0,193	1,510±0,1002	1,520	0,7
R-404A	7,9	102,4	4,90	0,151	1,540±0,1032	1,512	1,8
R-404A	8,1	102,0	4,93	0,114	1,589±0,1083	1,509	5,0
R-404A	8,2	101,2	9,88	0,990	1,628±0,0788	2,543	56,2
R-404A	8,1	100,3	9,90	0,982	2,029±0,1071	2,545	25,4
R-404A	8,0	100,2	9,77	0,913	2,016±0,1068	2,529	25,4
R-404A	8,0	100,7	9,79	0,838	2,033±0,1080	2,526	24,2
R-404A	8,1	101,1	9,77	0,786	2,035±0,1082	2,519	23,8
R-404A	8,1	101,5	9,87	0,734	2,048±0,1087	2,525	23,3
R-404A	8,1	99,88	9,87	0,690	2,050±0,1088	2,516	22,7
R-404A	8,1	101,8	9,84	0,610	2,088±0,1120	2,493	19,4
R-404A	8,1	100,8	9,85	0,521	2,132±0,1155	2,471	15,9
R-404A	8,1	101,2	9,95	0,396	2,205±0,1207	2,452	11,2
R-404A	7,9	101,6	9,90	0,323	2,254±0,1251	2,421	7,4
R-404A	8,0	101,3	9,95	0,264	2,292±0,1280	2,415	5,4
R-404A	8,1	101,6	10,01	0,221	2,347±0,1323	2,413	2,8
R-404A	8,0	100,1	10,04	0,205	2,339±0,1314	2,413	3,2
R-404A	8,0	105,2	19,61	0,892	3,973±0,2087	3,987	0,4
R-404A	7,9	107,0	19,56	0,815	2,660±0,1214	3,947	48,4
R-404A	8,1	102,3	19,56	0,809	2,663±0,1216	3,951	48,4
R-404A	8,0	101,2	19,56	0,770	2,628±0,1195	3,942	50,0
R-404A	8,0	99,93	19,71	0,732	2,640±0,1200	3,948	49,5
R-404A	8,0	99,34	19,78	0,698	2,651±0,1205	3,949	49,0
R-404A	8,0	98,98	19,65	0,630	2,662±0,1213	3,909	46,8
R-404A	7,9	98,40	19,73	0,593	2,669±0,1216	3,905	46,3
R-404A	8,0	98,44	19,82	0,542	2,686±0,1224	3,901	45,2
R-404A	8,0	98,16	19,87	0,517	2,708±0,1237	3,897	43,9

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-404A	8,0	98,77	19,82	0,447	2,775±0,1276	3,863	39,2
R-404A	7,9	101,6	19,86	0,384	2,852±0,1322	3,839	34,6
R-404A	8,0	103,1	19,82	0,351	2,820±0,1303	3,819	35,4
R-404A	7,9	207,4	4,84	0,863	2,158±0,1869	2,271	5,2
R-404A	8,0	207,0	4,86	0,801	1,991±0,1612	2,276	14,3
R-404A	8,1	207,1	4,85	0,729	1,866±0,1442	2,250	20,6
R-404A	8,0	207,9	4,85	0,651	1,791±0,1342	2,203	23,0
R-404A	7,9	204,5	4,84	0,588	1,720±0,1255	2,126	23,6
R-404A	8,1	204,8	4,87	0,519	1,709±0,1235	2,058	20,4
R-404A	8,0	199,3	4,83	0,460	1,712±0,1246	1,958	14,4
R-404A	8,0	206,4	4,89	0,379	1,726±0,1252	1,893	9,7
R-404A	8,0	202,6	4,92	0,320	1,707±0,1224	1,801	5,5
R-404A	8,0	204,4	4,90	0,249	1,741±0,1269	1,705	2,1
R-404A	8,0	206,3	4,87	0,180	1,826±0,1383	1,607	12,0
R-404A	8,1	207,1	4,88	0,128	1,898±0,1478	1,535	19,1
R-404A	8,1	204,4	4,88	0,088	1,941±0,1539	1,480	23,8
R-404A	8,0	204,2	4,88	0,058	1,934±0,1528	1,443	25,4
R-404A	8,0	201,2	9,99	0,819	2,449±0,1413	2,783	13,6
R-404A	8,0	202,9	9,88	0,751	2,405±0,1383	2,751	14,4
R-404A	8,0	202,8	9,94	0,682	2,414±0,1386	2,720	12,7
R-404A	8,0	204,2	9,94	0,614	2,414±0,1386	2,679	11,0
R-404A	7,9	203,1	9,99	0,562	2,421±0,1388	2,641	9,1
R-404A	8,0	202,1	9,99	0,516	2,426±0,1393	2,602	7,3
R-404A	8,1	202,9	10,06	0,454	2,455±0,1413	2,560	4,3
R-404A	8,0	204,8	10,03	0,399	2,461±0,0142	2,510	2,0
R-404A	8,0	207,1	9,86	0,330	2,479±0,1451	2,427	2,1
R-404A	8,2	203,2	9,70	0,244	2,474±0,1459	2,328	5,9
R-404A	8,2	200,0	9,92	0,203	2,542±0,1503	2,323	8,6
R-404A	8,1	204,7	9,88	0,159	2,617±0,1577	2,278	13,0
R-404A	7,9	209,5	10,00	0,109	2,701±0,1647	2,247	16,8
R-404A	8,0	203,3	19,66	0,801	3,201±0,1542	3,998	24,9
R-404A	8,0	200,6	19,69	0,781	3,190±0,1535	3,987	25,0
R-404A	8,0	198,6	19,94	0,768	3,209±0,1541	4,007	24,9
R-404A	8,0	199,6	20,03	0,708	3,234±0,1554	3,978	23,0
R-404A	8,0	199,6	20,04	0,664	3,259±0,1570	3,946	21,1
R-404A	8,1	198,4	20,05	0,635	3,311±0,1603	3,929	18,7
R-404A	8,1	206,5	20,01	0,523	3,385±0,1653	3,831	13,2
R-404A	8,0	208,3	20,05	0,423	3,413±0,1671	3,743	9,7
R-404A	7,9	204,7	19,87	0,339	3,394±0,1664	3,649	7,5
R-404A	8,1	207,1	20,08	0,236	3,522±0,1744	3,584	1,8
R-404A	8,0	206,1	19,99	0,186	3,478±0,1717	3,532	1,6
R-404A	7,8	305,9	4,93	0,844	2,610±0,2604	2,965	13,6
R-404A	7,9	303,6	4,91	0,796	2,554±0,2509	2,948	15,4
R-404A	8,0	307,1	4,94	0,704	2,409±0,2244	2,916	21,0
R-404A	8,0	301,4	4,93	0,638	2,319±0,2096	2,806	21,0

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	$h_{exp}(kW/m^2 \text{ } ^\circ C)$	$h_{cal}(kW/m^2 \text{ } ^\circ C)$	Erro (%)
R-404A	8,0	304,1	4,92	0,568	2,279±0,2035	2,726	19,6
R-404A	8,0	303,9	4,94	0,514	2,245±0,1971	2,636	17,4
R-404A	7,9	305,6	4,94	0,445	2,177±0,1867	2,516	15,6
R-404A	7,9	305,6	4,93	0,386	2,124±0,1789	2,393	12,7
R-404A	8,0	302,1	4,94	0,334	2,071±0,1709	2,257	9,0
R-404A	8,0	303,5	4,93	0,274	2,046±0,1673	2,115	3,4
R-404A	8,0	302,7	4,90	0,229	1,910±0,1490	1,993	4,3
R-404A	8,0	301,7	4,95	0,186	1,879±0,1437	1,872	0,4
R-404A	8,1	306,1	4,96	0,139	1,909±0,1476	1,750	8,3
R-404A	8,3	307,9	4,96	0,101	2,025±0,1635	1,641	19,0
R-404A	8,0	300,9	9,73	0,869	2,946±0,1927	3,208	8,9
R-404A	8,1	298,7	9,78	0,859	2,937±0,1911	3,203	9,1
R-404A	8,0	300,6	9,80	0,801	2,909±0,1879	3,211	10,4
R-404A	7,9	298,8	9,76	0,743	2,914±0,1889	3,168	8,7
R-404A	8,1	301,4	9,74	0,684	2,826±0,1799	3,128	10,7
R-404A	8,0	302,0	9,77	0,618	2,883±0,1854	3,061	6,2
R-404A	8,1	304,6	9,75	0,541	2,860±0,1833	2,966	3,7
R-404A	8,0	303,6	9,77	0,477	2,813±0,1781	2,864	1,8
R-404A	7,9	305	9,78	0,421	2,821±0,1789	2,774	1,7
R-404A	8,1	303,3	9,78	0,315	2,743±0,1711	2,574	6,2
R-404A	8,0	303,6	9,73	0,218	2,715±0,1687	2,382	12,3
R-404A	8,1	304,0	9,77	0,171	2,699±0,1668	2,296	14,9
R-404A	8,1	303,5	9,76	0,125	2,788±0,1758	2,208	20,8
R-404A	8,1	301,2	9,76	0,082	2,822±0,1793	2,133	24,4
R-404A	7,8	301,8	19,64	0,914	3,686±0,1874	4,207	14,1
R-404A	7,8	302,4	19,57	0,874	3,662±0,1859	4,195	14,6
R-404A	7,8	302,1	19,60	0,837	3,662±0,1858	4,180	14,1
R-404A	7,8	303,3	19,61	0,791	3,652±0,1851	4,149	13,6
R-404A	7,7	302,2	20,03	0,760	3,669±0,1847	4,162	13,4
R-404A	7,8	301,9	20,07	0,725	3,673±0,1848	4,129	12,4
R-404A	7,8	300,1	20,12	0,716	3,659±0,1837	4,123	12,7
R-404A	7,9	302,3	20,20	0,630	3,681±0,1849	4,036	9,6
R-404A	8,0	306,3	19,94	0,527	3,637±0,1828	3,876	6,6
R-404A	7,9	306,4	19,64	0,424	3,631±0,1835	3,693	1,7
R-404A	8,0	299,0	19,83	0,374	3,689±0,1868	3,634	1,5
R-404A	8,0	302,8	19,64	0,300	3,675±0,1866	3,505	4,6
R-404A	7,9	303,6	19,60	0,213	3,694±0,1881	3,368	8,8
R-404A	7,9	307,2	19,62	0,164	3,740±0,1913	3,294	11,9
R-404A	8,0	297,8	19,56	0,121	3,781±0,1946	3,243	14,2
R-404A	7,8	506,0	4,87	0,669	2,854±0,3106	4,208	47,4
R-404A	7,8	504,1	4,87	0,607	2,822±0,3039	4,079	44,5
R-404A	7,7	502,6	4,90	0,548	2,701±0,2786	3,933	45,6
R-404A	7,7	503,7	4,94	0,481	2,611±0,2601	3,758	43,9
R-404A	8,0	504,8	4,88	0,411	2,538±0,2490	3,537	39,4
R-404A	7,9	503,0	4,89	0,355	2,424±0,2287	3,332	37,5

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-404A	8,0	500,0	4,89	0,300	2,301±0,2081	3,100	34,7
R-404A	8,1	500,9	4,68	0,239	2,431±0,2385	2,842	16,9
R-404A	7,9	501,5	4,68	0,203	2,443±0,2407	2,678	9,6
R-404A	8,0	500,7	4,70	0,173	2,447±0,2408	2,524	3,1
R-404A	8,1	499,3	4,71	0,148	2,368±0,2259	2,381	0,5
R-404A	8,0	498,2	4,94	0,119	2,175±0,1863	2,215	1,8
R-404A	8,0	497,1	4,98	0,091	2,088±0,1722	2,042	2,2
R-404A	8,0	503,0	9,81	0,668	3,111±0,2096	4,274	37,4
R-404A	7,8	500,3	9,75	0,613	3,034±0,2021	4,158	37,0
R-404A	7,8	504,9	9,79	0,559	3,028±0,2008	4,062	34,1
R-404A	7,8	499,5	9,90	0,511	2,978±0,1939	3,912	31,4
R-404A	8,0	505,6	9,95	0,434	2,943±0,1897	3,720	26,4
R-404A	8,0	506,1	9,67	0,362	2,850±0,1833	3,471	21,8
R-404A	7,9	498,4	9,66	0,312	2,834±0,1817	3,259	15,0
R-404A	7,9	501,6	9,83	0,250	2,796±0,1758	3,032	8,4
R-404A	8,0	501,2	9,87	0,193	2,812±0,1771	2,787	0,9
R-404A	7,9	499,2	10,02	0,164	2,780±0,1722	2,655	4,5
R-404A	7,8	497,6	10,05	0,135	2,731±0,1671	2,517	7,8
R-404A	8,1	497,6	10,06	0,103	2,760±0,1698	2,365	14,3
R-404A	8,1	496,8	10,12	0,078	2,775±0,1707	2,245	19,1
R-404A	7,8	500,8	19,65	0,652	3,805±0,1959	4,654	22,3
R-404A	8,0	499,3	19,78	0,604	3,800±0,1951	4,551	19,8
R-404A	7,7	501,5	19,58	0,525	3,761±0,1930	4,360	15,9
R-404A	7,8	501,6	19,65	0,464	3,768±0,1933	4,195	11,3
R-404A	7,9	502,7	19,64	0,404	3,772±0,1936	4,021	6,6
R-404A	8,0	501,4	19,77	0,347	3,796±0,1948	3,848	1,4
R-404A	7,8	502,4	19,70	0,281	3,753±0,1919	3,629	3,3
R-404A	7,8	502,4	20,04	0,214	3,788±0,1931	3,419	9,7
R-404A	7,8	498,2	19,86	0,162	3,754±0,1914	3,225	14,1
R-404A	8,1	500,6	19,95	0,123	3,799±0,1943	3,101	18,4
R-404A	8,1	501,6	19,84	0,100	3,832±0,1971	3,015	21,3
R-404A	8,0	500,8	19,81	0,081	3,832±0,1973	2,948	23,1
R-404A	15,1	59,19	4,87	0,803	1,226±0,0718	1,221	0,4
R-404A	15,1	57,68	4,85	0,758	1,253±0,0744	1,185	5,4
R-404A	15,1	58,16	4,88	0,650	1,296±0,0781	1,194	7,9
R-404A	15,0	58,64	4,91	0,556	1,327±0,0809	1,199	9,6
R-404A	15,2	59,52	4,90	0,441	1,402±0,0884	1,210	13,7
R-404A	15,3	59,91	4,93	0,351	1,491±0,0975	1,216	18,4
R-404A	15,2	60,22	4,89	0,283	1,545±0,1038	1,211	21,6
R-404A	15,2	60,79	4,87	0,219	1,598±0,1103	1,212	24,2
R-404A	15,2	60,16	4,85	0,193	1,607±0,1116	1,196	25,6
R-404A	15,5	60,32	4,83	0,160	1,633±0,1151	1,196	26,8
R-404A	17,7	54,40	9,75	0,830	2,392±0,1381	1,786	25,3
R-404A	15,1	53,97	9,84	0,789	1,900±0,0977	1,764	7,2
R-404A	15,1	55,89	9,83	0,616	1,986±0,1042	1,812	8,8

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-404A	15,2	56,10	9,75	0,537	2,016±0,1069	1,806	10,4
R-404A	15,2	56,88	9,83	0,495	2,069±0,1106	1,837	11,2
R-404A	15,3	58,29	9,89	0,417	2,14±0,11590	1,881	12,1
R-404A	15,4	58,23	9,92	0,394	2,193±0,1200	1,883	14,1
R-404A	15,2	57,33	10,00	0,364	2,201±0,1201	1,860	15,5
R-404A	15,2	56,69	10,04	0,345	2,207±0,1204	1,840	16,6
R-404A	14,9	100,6	4,88	0,939	1,400±0,0885	1,761	25,8
R-404A	15,1	98,74	4,87	0,855	1,434±0,0921	1,767	23,2
R-404A	15,1	99,37	4,85	0,752	1,447±0,0937	1,756	21,4
R-404A	15,1	99,16	4,86	0,696	1,462±0,0952	1,749	19,6
R-404A	15,2	100,0	4,85	0,599	1,504±0,0998	1,727	14,8
R-404A	15,2	100,8	4,83	0,506	1,543±0,1046	1,699	10,1
R-404A	15,2	99,21	4,86	0,423	1,574±0,1076	1,681	6,8
R-404A	15,2	98,97	4,83	0,352	1,585±0,1093	1,654	4,4
R-404A	15,2	97,62	4,87	0,296	1,605±0,1111	1,646	2,6
R-404A	15,1	96,44	4,86	0,233	1,623±0,1133	1,627	0,2
R-404A	15,1	96,23	4,88	0,184	1,666±0,1181	1,618	2,9
R-404A	15,2	97,62	4,84	0,143	1,691±0,1218	1,601	5,3
R-404A	15,0	98,87	4,82	0,109	1,726±0,1265	1,586	8,1
R-404A	15,2	100,0	9,88	0,926	2,050±0,1089	2,731	33,2
R-404A	15,1	98,67	9,87	0,884	2,051±0,1090	2,721	32,7
R-404A	15,3	97,95	9,85	0,841	2,077±0,1110	2,719	30,9
R-404A	15,2	97,99	9,91	0,786	2,109±0,1133	2,716	28,8
R-404A	15,1	97,00	9,91	0,751	2,117±0,1139	2,705	27,8
R-404A	15,3	98,41	10,02	0,661	2,176±0,1181	2,709	24,5
R-404A	15,2	100,0	9,83	0,545	2,225±0,1232	2,645	18,9
R-404A	15,2	100,8	9,76	0,416	2,308±0,1306	2,597	12,5
R-404A	15,1	102,1	9,87	0,351	2,354±0,1339	2,591	10,1
R-404A	15,2	100,7	9,85	0,278	2,409±0,1388	2,572	6,8
R-404A	15,2	100,8	9,99	0,238	2,451±0,1415	2,584	5,4
R-404A	15,1	99,84	9,92	0,212	2,447±0,1417	2,561	4,7
R-404A	15,3	106,4	19,70	0,773	2,757±0,1268	4,256	54,4
R-404A	15,3	101,6	19,81	0,783	2,733±0,1252	4,280	56,6
R-404A	15,3	101,4	19,64	0,722	2,759±0,1270	4,231	53,4
R-404A	15,4	100,2	19,82	0,694	2,813±0,1299	4,249	51,0
R-404A	15,2	99,96	19,60	0,604	2,857±0,1329	4,171	46,0
R-404A	15,1	100,0	19,78	0,539	2,938±0,1375	4,167	41,8
R-404A	15,2	98,32	20,07	0,466	2,998±0,1405	4,179	39,4
R-404A	15,2	97,6	20,33	0,429	3,000±0,1401	4,202	40,1
R-404A	14,7	98,05	19,81	0,380	2,763±0,1270	4,112	48,8
R-404A	15,2	201,0	4,85	0,886	1,769±0,1314	2,179	23,2
R-404A	15,1	200,4	4,90	0,846	1,722±0,1247	2,194	27,4
R-404A	15,1	202,6	4,84	0,756	1,692±0,1219	2,189	29,4
R-404A	15,1	203,2	4,87	0,676	1,692±0,1214	2,156	27,4
R-404A	15,1	201,6	4,87	0,623	1,698±0,1221	2,111	24,3

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-404A	15,0	202,3	4,85	0,547	1,726±0,1259	2,050	18,8
R-404A	15,1	200,7	4,87	0,481	1,751±0,1289	1,981	13,1
R-404A	15,1	200,6	4,88	0,415	1,765±0,1304	1,914	8,4
R-404A	15,1	202,4	4,91	0,345	1,772±0,1307	1,847	4,2
R-404A	15,1	202,4	4,88	0,270	1,813±0,1365	1,755	3,2
R-404A	15,2	204,8	4,88	0,202	1,872±0,1444	1,678	10,4
R-404A	15,1	202,5	4,91	0,143	1,982±0,1587	1,612	18,7
R-404A	15,2	201,5	4,93	0,102	2,029±0,1650	1,572	22,5
R-404A	15,2	199,2	4,89	0,067	2,072±0,1723	1,530	26,2
R-404A	15,2	200,0	9,89	0,885	2,379±0,1359	2,875	20,8
R-404A	15,1	200,0	9,85	0,794	2,377±0,1360	2,849	19,9
R-404A	15,1	201,0	9,85	0,707	2,390±0,1372	2,810	17,6
R-404A	15,1	201,6	9,75	0,639	2,409±0,1396	2,758	14,5
R-404A	15,2	199,9	9,75	0,593	2,422±0,1408	2,724	12,5
R-404A	15,1	201,0	9,79	0,526	2,472±0,1450	2,682	8,5
R-404A	15,0	199,0	9,73	0,489	2,482±0,1465	2,639	6,3
R-404A	15,0	198,6	9,94	0,444	2,539±0,1499	2,635	3,8
R-404A	15,0	199,9	9,97	0,381	2,586±0,1540	2,590	0,2
R-404A	15,1	201,4	9,98	0,275	2,634±0,1584	2,509	4,7
R-404A	15,1	201,6	9,98	0,224	2,707±0,1654	2,467	8,9
R-404A	15,2	202,6	9,75	0,176	2,746±0,1716	2,396	12,7
R-404A	15,2	203,5	9,65	0,124	2,792±0,1775	2,341	16,2
R-404A	15,3	202,4	9,80	0,085	2,451±0,1430	2,347	4,2
R-404A	15,0	200,8	19,67	0,881	3,117±0,1488	4,304	38,1
R-404A	15,0	200,3	19,44	0,842	3,135±0,1506	4,246	35,4
R-404A	15,1	200,5	19,58	0,814	3,157±0,1517	4,250	34,6
R-404A	15,1	201,1	19,30	0,770	3,159±0,1526	4,179	32,3
R-404A	15,1	200,7	19,58	0,735	3,196±0,1542	4,191	31,1
R-404A	15,1	200,7	19,87	0,700	3,247±0,1567	4,202	29,4
R-404A	15,3	200,4	19,96	0,664	3,285±0,1589	4,188	27,5
R-404A	15,0	200,8	19,81	0,550	3,375±0,1653	4,059	20,3
R-404A	15,1	200,1	19,98	0,458	3,437±0,1689	3,999	16,4
R-404A	15,0	201,6	19,56	0,352	3,446±0,1709	3,842	11,5
R-404A	15,2	201,6	19,62	0,258	3,591±0,1807	3,769	5,0
R-404A	15,3	202,3	19,47	0,202	3,661±0,1862	3,699	1,0
R-404A	14,3	200,0	19,58	0,170	2,778±0,1282	3,712	33,6
R-404A	15,0	298,4	19,77	0,903	3,558±0,1779	4,427	24,4
R-404A	15,0	296,0	19,92	0,848	3,569±0,1781	4,406	23,5
R-404A	15,0	296,0	20,13	0,807	3,597±0,1793	4,397	22,2
R-404A	15,0	296,4	19,84	0,773	3,595±0,1802	4,327	20,4
R-404A	15,1	297,7	19,94	0,738	3,605±0,1806	4,303	19,4
R-404A	14,9	300,9	19,88	0,665	3,627±0,1823	4,205	15,9
R-404A	15,2	301,3	19,78	0,548	3,646±0,1840	4,044	10,9
R-404A	14,9	301,6	19,70	0,453	3,729±0,1903	3,888	4,3
R-404A	14,9	295,9	19,86	0,337	3,821±0,1962	3,736	2,2

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-404A	15,1	299,2	20,17	0,233	3,913±0,2017	3,615	7,6
R-404A	15,0	299,9	19,83	0,174	3,978±0,2080	3,490	12,3
R-404A	15,1	298,3	19,65	0,120	3,762±0,1928	3,409	9,4
R-404A	15,0	301,4	9,85	0,886	3,019±0,1990	3,206	6,2
R-404A	15,0	300,7	9,89	0,830	2,972±0,1935	3,212	8,1
R-404A	14,9	301,6	9,96	0,767	2,936±0,1888	3,198	8,9
R-404A	14,9	302,0	9,97	0,713	2,904±0,1854	3,161	8,8
R-404A	14,9	302,0	9,97	0,651	2,868±0,1817	3,102	8,2
R-404A	14,9	302,5	9,95	0,567	2,830±0,1780	3,004	6,1
R-404A	15,2	303,4	9,91	0,502	2,793±0,1746	2,917	4,4
R-404A	15,2	302,6	9,90	0,448	2,780±0,1735	2,834	1,9
R-404A	14,9	300,0	9,90	0,336	2,820±0,1775	2,649	6,1
R-404A	15,1	304,0	9,89	0,234	2,835±0,1791	2,486	12,3
R-404A	15,1	301,8	9,93	0,177	2,844±0,1796	2,393	15,9
R-404A	15,1	300,0	9,94	0,119	2,977±0,1933	2,301	22,7
R-404A	14,9	303,8	4,87	0,865	2,554±0,2528	2,811	10,1
R-404A	15,2	303,5	4,88	0,818	2,497±0,2420	2,819	12,9
R-404A	14,8	300,6	4,87	0,747	2,400±0,2252	2,785	16,0
R-404A	14,9	301,6	4,86	0,662	2,352±0,2174	2,722	15,7
R-404A	15,1	302,2	4,86	0,589	2,296±0,2084	2,638	14,9
R-404A	15,1	302,0	4,85	0,554	2,251±0,2014	2,590	15,1
R-404A	15,1	303,7	4,84	0,488	2,173±0,1893	2,496	14,9
R-404A	15,1	304,7	4,84	0,425	2,150±0,1856	2,390	11,2
R-404A	14,9	303,0	4,84	0,352	2,146±0,1847	2,241	4,4
R-404A	15,2	302,5	4,85	0,288	2,137±0,1832	2,101	1,7
R-404A	15,1	301,7	4,82	0,222	2,082±0,1757	1,943	6,7
R-404A	15,2	300,0	4,88	0,163	2,079±0,1736	1,798	13,5
R-404A	15,1	296,8	4,90	0,114	2,195±0,1907	1,672	23,8
R-404A	14,7	501,5	4,83	0,740	2,877±0,3177	4,060	41,1
R-404A	14,7	496,8	4,80	0,694	2,855±0,3148	3,979	39,4
R-404A	14,8	497,6	4,82	0,634	2,803±0,3028	3,891	38,8
R-404A	14,6	500,8	4,88	0,568	2,743±0,2876	3,786	38,0
R-404A	14,7	503,9	4,84	0,489	2,637±0,2694	3,612	37,0
R-404A	14,7	499,3	4,73	0,424	2,538±0,2560	3,402	34,0
R-404A	14,9	504,0	4,80	0,366	2,472±0,2410	3,238	31,0
R-404A	14,8	504,1	4,79	0,303	2,457±0,2387	3,016	22,8
R-404A	15,0	503,6	4,84	0,249	2,467±0,2382	2,803	13,6
R-404A	15,1	503,2	4,94	0,215	2,486±0,2377	2,656	6,8
R-404A	14,9	500,1	4,94	0,187	2,445±0,2301	2,519	3,0
R-404A	14,8	502,8	4,92	0,150	2,419±0,2268	2,354	2,7
R-404A	15,1	505,5	4,94	0,102	2,346±0,2137	2,104	10,3
R-404A	14,8	500,4	9,87	0,753	3,287±0,2290	4,204	27,9
R-404A	14,6	496,8	9,83	0,712	3,272±0,2280	4,142	26,6
R-404A	14,7	500,4	9,79	0,641	3,234±0,2241	4,052	25,3
R-404A	14,8	498,8	9,85	0,590	3,192±0,2183	3,948	23,7

Refrig.	T(°C)	G(kg/sm ²)	ϕ (kW/m ²)	x_{med}	h_{exp} (kW/m ² °C)	h_{cal} (kW/m ² °C)	Erro (%)
R-404A	14,8	502,5	9,76	0,511	3,112±0,2105	3,785	21,6
R-404A	15,0	506,0	9,72	0,445	3,063±0,2055	3,622	18,3
R-404A	14,9	505,3	9,79	0,386	3,036±0,2017	3,448	13,6
R-404A	15,0	499,6	9,82	0,324	3,002±0,1976	3,222	7,3
R-404A	14,8	505,6	9,64	0,251	2,959±0,1953	2,975	0,5
R-404A	15,0	499,2	9,84	0,198	2,986±0,1956	2,757	7,7
R-404A	15,0	498,4	9,93	0,168	2,993±0,1952	2,639	11,8
R-404A	15,0	500,0	9,94	0,118	2,968±0,1924	2,435	18,0
R-404A	15,0	499,0	9,96	0,083	2,999±0,1955	2,278	24,0
R-404A	14,7	503,2	19,48	0,778	3,677±0,1874	4,826	31,2
R-404A	14,8	498,4	19,37	0,750	3,701±0,1895	4,762	28,7
R-404A	14,8	494,6	19,51	0,698	3,791±0,1956	4,673	23,3
R-404A	14,7	501,0	19,43	0,616	3,885±0,2029	4,527	16,5
R-404A	14,8	499,6	19,56	0,553	3,929±0,2056	4,387	11,7
R-404A	14,8	501,6	19,66	0,488	3,911±0,2038	4,237	8,3
R-404A	14,9	502,1	19,74	0,491	3,938±0,2054	4,250	7,9
R-404A	14,8	502,5	19,92	0,423	3,933±0,2043	4,078	3,7
R-404A	14,8	504,8	19,82	0,354	3,924±0,2041	3,878	1,2
R-404A	14,8	497,1	19,92	0,296	3,953±0,2057	3,695	6,5
R-404A	14,9	500,0	19,74	0,236	4,039±0,2131	3,501	13,3
R-404A	15,0	502,9	19,77	0,181	4,088±0,2167	3,332	18,5
R-404A	15,03	505,6	19,90	0,140	4,088±0,2161	3,211	21,5
R-404A	14,85	500,8	19,82	0,097	4,135±0,2201	3,069	25,8