

CELSO LUIZ DA SILVA
MESTRE ENG^a MECÂNICA - UFPB, 1978

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA EBULIÇÃO
DE MISTURAS REFRIGERANTE-ÓLEO

Tese apresentada à Escola
Politécnica da USP para
obtenção do título de Dou
tor em Engenharia.

Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo,
Depto. de Eng^a Mecânica

São Paulo, 1989

À
WALDENISIA
TAMILA e
CONRADO

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo, pelo estímulo e apoio na orientação do trabalho.

À Universidade Federal de Mato Grosso, por permitir meu afastamento para realização do Programa de Doutorado.

Ao Departamento de Eng^a Mecânica da EPUSP pela colaboração..

Ao Conselho Nacional de Pesquisas (CNPq) pela Bolsa de Doutorado concedida.

Aos Professores e funcionários do Depto. de Eng^a Mecânica da EPUSP pelo apoio dispensado.

Aos colegas da Pós-Graduação.

Ao Sr. Oswaldo do Laboratório de Máquinas Térmicas e a Andréa que datilografou o trabalho.

Ao Fábio (aluno de Eng^a Mecânica) pela colaboração.

Muito Obrigado.

AGRADECIMENTOS

À Du Pont do Brasil S/A pela doação dos refrigerantes testados.

À Real Resistências Elétricas Industriais pela imprescindível colaboração técnica.

Muito Obrigado.

RESUMO

No presente trabalho investigou-se experimentalmente o efeito do óleo na ebulição nucleada de misturas refrigerante-óleo. Os testes foram realizados em uma cuba de ebulição, sendo que a superfície de aquecimento foi um cilindro de latão aquecido elêtricamente. Medindo-se a potência dissipada e as temperaturas da superfície aquecida e do banho, a curva de ebulição da particular mistura pode ser levantada. Testou-se os refrigerantes R11, R113 e R114 puros e em misturas com 1%, 3%, 5%, 7%, 10% e 20% de concentração de óleo na base massa, e os resultados são apresentados.

Os resultados mostraram que o efeito do óleo no coeficiente de transferência de calor para a região de ebulição plenamente desenvolvida, se dá no sentido de diminuí-lo.

Os modelos de Rohsenow e Mikic/Rohsenow foram utilizados na correlação dos dados experimentais, com razoável sucesso. Para contornar o problema de histerese observado na curva de ebulição das misturas, propôs-se um procedimento de correlação.

Com base na hipótese de que o tempo de espera da bolha junto à superfície aquecida aumenta com a concentração de óleo na mistura, propôs-se um modelo para correlacionar os resultados experimentais, onde admite-se que os efeitos de agitação do líquido e do tempo de espera podem ser superpostos. O modelo correlaciona bem os resultados experimentais até concentração de óleo de 7%.

ABSTRACT

The effect of oil over the nucleate boiling heat transfer of refrigerant-oil mixtures is the main concern of this work. The experimental set up consisted of a stainless steel tank where the cylindrical heating surface made out of brass was inserted. The measurement of the heat flux and the temperatures of the heater surface and that of the bath allowed us to raise the Boiling Curve for refrigerant 11,113, and 114 either pure or mixed with several concentrations of oil (1 to 20% on the mass basis). The obtained results have displayed a trend toward diminishing the heat transfer coefficient with the oil concentration. The experimental results have been fairly well correlated by models such as those by Rohsenow and Mikic/Rohsenow, with adapted coefficients. A hysteresis effect has been observed in the boiling curve. Arguments have been developed in this work to correlate results affected by the aforementioned hysteresis. Finally, based on the combined effects of liquid agitation promoted by the departing bubble, and the cooling effect promoted by the rushing of cold liquid toward the heating surface a model has been proposed based on the superposition of those effects. The model correlates very well the experimental results up to 7% of oil concentration.

ÍNDICE

	Pág.
Resumo	i
Abstract	ii
Índice	iii
Lista de Figuras	viii
Lista de Tabelas	xv
Nomenclatura	xvi
1. Introdução	
1.1 Delineamento do Problema	01
1.2 Noções de Ebulição Nucleada. A Curva de Ebulição	02
1.3 Revisão Bibliográfica da Ebulição de Misturas Refrige- rante-Óleo	06
1.4 Considerações Finais	30
1.5 Objetivos do Trabalho	31
2. Montagem e Procedimentos Experimentais	32
2.1 Descrição da Seção de Testes	32
2.1.1 Fundamentos	32
2.1.2 Cuba, Condensador e Circuito Frigorífico	32
2.1.3 Superfície de Aquecimento	37
2.1.4 Instrumentação Utilizada nos Testes	41
2.2 Procedimentos nos Testes	43
2.2.1 Limpeza do Equipamento	43
2.2.2 Carga de Refrigerante e Óleo	43
2.2.3 Rotina de Tomada dos Dados	44
2.3 Propriedades do Óleo Usado nos Testes	47
2.3.1 Determinação Experimental da Densidade do Óleo ..	47
2.3.2 Determinação Experimental da Viscosidade do Óleo.	50

2.3.3 Tabelas de Propriedades	53
2.4 Determinação Experimental da Frequência de Bolhas	55
3. Resultados Experimentais	57
3.1 Introdução	57
3.2 Tratamento dos Dados Experimentais	57
3.3 Curvas dos Resultados Obtidos	59
3.3.1 Curvas para o R11 Puro e Misturas R11-Óleo	59
3.3.2 Curvas para o R113 Puro e Misturas R113-Óleo	65
3.3.3 Curvas para o R114 Puro e Misturas R114-Óleo	70
3.4 Efeito de Pressão na Curva de Ebulição	75
3.5 Efeito de Pré-Ebulição na Curva de Ebulição	76
3.6 Resultados da Frequência de Bolhas	77
3.6.1 Correlações da Frequência de Bolhas	82
3.7 Análise de Erros	83
3.7.1 Introdução (Definições)	83
3.7.2 Metodologia	86
3.7.2.1 Incertezas Aleatórias	86
3.7.2.2 Incertezas Sistemáticas	87
3.7.2.3 Incertezas Totais	88
3.7.3 Resultados Obtidos	90
4. Discussão dos Resultados Obtidos	92
4.1 Introdução	92
4.2 Comparação dos Resultados com Outros da Literatura	92
4.3 Efeito do Óleo no Diâmetro de Bolha	96
4.4 Efeito do Óleo no Número de Cavidades Ativas	98
4.5 O Efeito da Concentração de Óleo sobre o Coeficiente de Transferência de Calor	100
4.6 Efeito de Histerese na Curva de Ebulição	102

4.6.1	Descrição do Fenômeno	102
4.6.2	Discussão das Curvas de Resultados	104
5.	Correlação dos Resultados Experimentais	108
5.1	Região de Ebulição Plenamente Desenvolvida	108
5.1.1	O Modelo de Rohsenow	108
5.1.2	Metodologia para a Correlação	110
5.1.3	Resultados Obtidos	111
5.1.3.1	Refrigerante R11 Puro e em Misturas com Óleo	111
5.1.3.2	Refrigerante R113 Puro e em Misturas com Óleo	112
5.1.3.3	Refrigerante R114 Puro e em Misturas com Óleo	115
5.1.3.4	O Conjunto de Resultados para R11, R113 e R114	117
5.2	Comparação das Correlações com Outros Modelos e Correlações Clássicas da Literatura (Região de Ebulição Plena- mente Desenvolvida)	118
5.2.1	O Modelo de Rohsenow	118
5.2.2	O Modelo de Forster e Zuber	118
5.2.3	A Correlação de Kutateladze	121
5.2.4	A Correlação de Borishanskii/Minchenko	121
5.2.5	A Correlação de McNeilly	121
5.2.6	O Modelo de Mikic e Rohsenow	122
5.2.7	Correlação dos Resultados Experimentais do R11 com Base no Modelo de Mikic e Rohsenow	126
5.2.8	Curvas das Correlações	127
5.2.9	Comentários	131
5.3	Região de Convecção Natural	131

	vi
5.3.1 Equação Fundamental	131
5.3.2 Procedimento de Correlação	132
5.3.3 Resultados Obtidos	136
6. Desenvolvimento de um Modelo	138
6.1 Mecanismos de Transferência de Calor na Ebulição Nucleada	138
6.1.1 O Modelo da Agitação do Líquido Promovido pelo Des- preendimento das Bolhas	138
6.1.2 O Modelo da Microconvecção	139
6.1.3 O Modelo da Microcamada	140
6.1.4 O Modelo de Han e Griffith	140
6.1.5 O Modelo da Termocapilaridade	141
6.2 Discussão do Mecanismo de Transferência de Calor na Ebu- lição Nucleada	142
6.3 Proposta de um Modelo	143
6.3.1 Nucleação	145
6.3.2 Número de Cavidades Ativas	149
6.4 Avaliação do Modelo	152
6.4.1 Comentários	157
6.5 Comparação do Modelo com Resultados Experimentais da Li- teratura	158
7. Conclusões e Recomendações	161
7.1 Recomendações para Trabalhos Futuros	164
8. Referências Bibliográficas	165

APÊNDICE

A - Fotos	171
-----------------	-----

B - Propriedades	179
B.1 A Escolha dos Refrigerantes Testados	180
B.2 Bibliografia sobre Efeito de Propriedades	182
B.3 Propriedades dos Refrigerantes Testados	183
B.3.1 Refrigerante 11	184
B.3.2 Refrigerante 113	189
B.3.3 Refrigerante 114	193
B.4 Propriedades do Óleo (tipo.3GS)	197
B.5 Propriedades das Misturas Refrigerante-Óleo	199
B.6 Curvas de Propriedades dos Refrigerantes Testados	200
C - Correções no Fluxo de Calor e na Temperatura da Superfície.	209
C.1 Correção no Fluxo de Calor	210
C.1.1 Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor de Convecção Natural para o Cilindro Verti- cal	212
C.1.2 Exemplo de Cálculo de Fluxo de Calor Perdido para o R11 Puro	214
C.1.3 Resultados Obtidos	215
C.2 Correção na Temperatura da Superfície	216
D - Tabelas dos Resultados Experimentais	218
E - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas	248

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Curva de ebulição	03
Figura 1.2 Comportamento do fluido junto à superfície de aquecimento	05
Figura 1.3 Ponto de Liedenfrost	06
Figura 1.4 Coeficiente de transferência de calor versus fluxo de calor para diferentes concentrações de óleo [3]	08
Figura 1.5 Efeito do óleo na ebulição do R11 em cilindro de cobre de 0,028 m, à pressão atmosférica [5].....	11
Figura 1.6 Ângulo de contato	13
Figura 1.7 Coeficiente de transferência de calor para a mistura R12-óleo [10]	15
Figura 1.8 Comparação de diversas correlações com dados experimentais da ebulição do R11 puro, para um cilindro de cobre de 0,028 m de diâmetro e 1 atmosfera de pressão [11]	17
Figura 1.9 Comparação de diversas correlações com dados experimentais da ebulição do R11 puro, para superfície de aquecimento cilíndrica de cobre de 0,016 m de diâmetro e 2 atmosferas de pressão [11].....	17
Figura 1.10 Constante C_4 da equação (1.8) [17].....	20
Figura 1.11 Modelo usado para crescimento de bolhas em mistura R113-óleo	22
Figura 1.12 Resultados experimentais da ebulição de R113-óleo [20]	23
Figura 1.13 Resultados experimentais da ebulição de R113-óleo [20]	23
Figura 1.14 Relação entre concentração de óleo e temperatura de saturação [21]	25

Figura 1.15	Relação entre superaquecimento da parede e o fluxo de calor [21]	26
Figura 1.16	Efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor [21]	27
Figura 1.17	Ebulição de misturas R114-óleo obtidas em tubos lisos [22]	28
Figura 1.18	Ebulição de misturas R114-óleo obtidas em tubo poroso [22]	29
Figura 2.1	Detalhes da aba, tampa e solda da aba na caixa ...	34
Figura 2.2	Moldura da janela circular	35
Figura 2.2.2	Peça de aperto	35
Figura 2.2.3	Moldura da janela retangular	36
Figura 2.2.4	Peça de aperto	36
Figura 2.3	Diagrama esquemático do circuito experimental para o caso de condensação com água da rede	38
Figura 2.4	Diagrama esquemático do circuito experimental para o caso de condensação utilizando o circuito frigorífico	39
Figura 2.5	Dimensão da resistência e das hastes suportes	40
Figura 2.6	Detalhe da resistência de aquecimento e da disposição dos termopares	41
Figura 2.7	Densidade do óleo usado nos testes	49
Figura 2.8	Viscosidade do óleo usado nos testes	52
Figura 3.1	Resultados experimentais para o R11 puro	60
Figura 3.2	Resultados experimentais para mistura R11-óleo, concentração de 1% de óleo na base massa	60
Figura 3.3	Resultados experimentais para mistura R11-óleo, concentração de 3% de óleo na base massa	61
Figura 3.4	Resultados experimentais para mistura R11-óleo, concentração de 5% de óleo na base massa	61

Figura 3.5	Resultados experimentais para mistura R11-óleo, concentração de 7% de óleo na base massa	62
Figura 3.6	Resultados experimentais da mistura R11-óleo, concentração de 10% de óleo na base massa	62
Figura 3.7	Resultados experimentais da mistura R11-óleo, concentração de 20% de óleo na base massa	63
Figura 3.8	Resultados experimentais para o R113 puro	65
Figura 3.9	Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 1% de óleo na base massa	66
Figura 3.10	Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 3% de óleo na base massa	66
Figura 3.11	Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 5% de óleo na base massa	67
Figura 3.12	Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 7% de óleo na base massa	67
Figura 3.13	Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 10% de óleo na base massa	68
Figura 3.14	Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 20% de óleo na base massa	68
Figura 3.15	Resultados experimentais para o R114-puro	70
Figura 3.16	Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 1% de óleo na base massa	71
Figura 3.17	Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 3% de óleo na base massa	71
Figura 3.18	Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 5% de óleo na base massa	72
Figura 3.19	Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 7% de óleo na base massa	72
Figura 3.20	Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 10% de óleo na base massa	73

Figura 3.21	Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 20% de óleo na base massa	73
Figura 3.22	Efeito de pressão na curva de ebulição para o R113 puro	76
Figura 3.23	Resultados experimentais com R11 + 5% de óleo, obti- dos com pré-ebulição	77
Figura 3.24	Resultados experimentais com R11 + 7% de óleo, obti- dos com pré-ebulição	78
Figura 3.25	Resultados experimentais da frequência de bolhas pa- ra o R11 puro	79
Figura 3.26	Resultados experimentais da frequência de bolhas para o R11 + 3% de óleo	79
Figura 3.27	Resultados experimentais da frequência de bolhas para a mistura R11 + 7% de óleo	80
Figura 3.28	Resultados experimentais da frequência de bolhas para o R113 puro	80
Figura 3.29	Resultados experimentais da frequência de bolhas para a mistura R113 + 3% de óleo	81
Figura 3.30	Resultados experimentais da frequência de bolhas para a mistura R113 + 5% de óleo	81
Figura 3.31	Resultados experimentais da frequência de bolhas para o refrigerante R113 puro e R113 + óleo	84
Figura 3.32	Resultados experimentais da frequência de bolhas para o refrigerante R11 puro e R11 + óleo	85
Figura 3.33	Resultados experimentais da frequência de bolhas para os refrigerantes R11 e R113 puros e em misturas com óleo	85
Figura 4.1	Comparação dos resultados experimentais de Jensen et alli [35] com os resultados obtidos no presente trabalho (Região de ebulição plenamente desenvolvi- da)	93

Figura 4.2	Comparação de resultados experimentais de Chongrun greong/Sauer [11] com resultados do presente trabalho	94
Figura 4.3	Comparação dos resultados experimentais de [22] com os do presente trabalho, para a ebulição nucleada do R114 puro	95
Figura 4.4	Número de cavidades ativas, n/Λ , para o R11 puro e misturas R11/óleo	99
Figura 4.5	Gradiente de concentração de óleo junto à superfície de aquecimento	101
Figura 4.6	Movimento de fluido junto à interface líquido-vapor como resultado da ocorrência de gradientes térmicos	102
Figura 4.7	Formação de bolhas na superfície de aquecimento no início de ebulição plenamente desenvolvida	106
Figura 5.1	Efeito do Número de Prandtl para o refrigerante R11	112
Figura 5.2	Parâmetro Y experimental e calculado, para o refrigerante R11	113
Figura 5.3	Efeito do Número de Prandtl para o refrigerante R113	114
Figura 5.4	Parâmetro Y experimental e calculado para o refrigerante R113	115
Figura 5.5	Efeito do Número de Prandtl para o refrigerante R114	116
Figura 5.6	Parâmetro Y experimental e calculado para o R114 ..	116
Figura 5.7	Parâmetro Y experimental e calculado para o conjunto dos três refrigerantes testados	117
Figura 5.8	Região de influência da bolha, de acordo com Han e Griffith [52] ..	122

Figura 5.9	Representação esquemática do sólido semi-infinito [51]	123
Figura 5.10	Comparação de correlações da literatura com a proposta, para o R11 puro e em misturas com óleo	128
Figura 5.11	Comparação de correlações da literatura com a proposta, para o R113 puro e em misturas com óleo ...	129
Figura 5.12	Comparação de correlações da literatura com a proposta, para o R114 puro e em misturas com óleo ...	130
Figura 5.13	Correlações para transferência de calor por convecção natural para o R11 puro e em misturas com óleo	134
Figura 5.14	Correlações para transferência de calor por convecção natural para o R113 puro e em misturas com óleo	134
Figura 5.15	Correlações para transferência de calor por convecção natural para o R114 puro e em misturas com óleo	135
Figura 5.16	Comparação de correlações da literatura com a Eq. (5.39) para os três refrigerantes juntos	136
Figura 5.17	Número de Nusselt experimental e calculado pela Eq. (5.39)	137
Figura 6.1	Situação da bolha junto à superfície de aquecimento e durante o tempo de espera	142
Figura 6.2	Processo de expansão do vapor	146
Figura 6.3	Relação entre θ e β	147
Figura 6.4	Número de cavidades ativas versus raio da cavidade.	150
Figura 6.5	Resultados experimentais comparados aos do modelo proposto para o R11 puro	153
Figura 6.6	Resultados experimentais comparados aos do modelo proposto para o R11 + 1% de óleo	153
Figura 6.7	Resultados experimentais comparados aos do modelo proposto para o R11 + 3% de óleo	154
Figura 6.8	Resultados experimentais comparados aos do modelo proposto para o R11 + 5% de óleo	154

Figura 6.9	Resultados experimentais comparados aos do modelo proposto para o R11 + 7% de óleo	155
Figura 6.10	Resultados experimentais comparados aos do modelo proposto para o R113 puro	155
Figura 6.11	Resultados experimentais comparados aos do modelo proposto para o R113 + 1% de óleo	156
Figura 6.12	Resultados experimentais comparados aos do modelo proposto para o R113 + 3% de óleo	156
Figura 6.13	Resultados experimentais comparados aos do modelo proposto para o R114 puro	157
Figura 6.14	Comparação de ϕ_A ϕ_{TE} em função da concentração de óleo, para um superaquecimento de 8°C	159
Figura 6.15	Comparação do modelo proposto com os resultados experimentais de Jensen e Jackman [20,35], para o R113 puro.....	160
Figura 6.16	Comparação do modelo proposto com os resultados experimentais de Wanniarachchi et alli [22], para o R114 puro	160
Figuras B1 à B.25	Propriedades dos refrigerantes testados	201
Figura C.1	Resistência de aquecimento	210
Figura C.2	Haste suporte vista com uma aleta semi-infinita	211
Figura C.3	Representação esquemática da posição do termopar na parede do cilindro	217

LISTA DE TABELAS

	Pág.
Tabela 1.1 Valores de C_{sf} obtidos para várias condições de superfície	12
Tabela 1.2 Valores de C_{eff}	25
Tabela 2.1 Valores para Aplicação da Eq. (2.3)	46
Tabela 2.2 Volume de óleo para diversas concentrações	47
Tabela 2.3 Densidade do óleo obtida experimentalmente	49
Tabela 2.5 Viscosidade dinâmica do óleo, obtida experimentalmente	51
Tabela 2.6 Propriedades do R11 puro e com óleo	53
Tabela 2.7 Propriedades do R113 puro e com óleo	54
Tabela 2.8 Propriedades do R114 puro e com óleo	55
Tabela 3.1 Ocorrência do ponto de ONB para o R113	69
Tabela 3.2 Ocorrência do ponto de ONB para o R114	74
Tabela 3.3 Incertezas obtidas nos testes com R113 puro	90
Tabela 3.4 Incertezas obtidas nos testes com R114 puro	91
Tabela 3.5 Incertezas obtidas nos testes com R11 + 3% de óleo.	91
Tabela 4.1 Resultados da Eq. (4.1) para o R11 e R113	97
Tabela 5.1 Resultados para a Eq. (5.38)	133
Tabela 5.2 Resultados para a Eq. (5.39)	133
Tabela 6.1 Variação do produto $C_1 r_S^{m'}$, obtido com valores da Fig. 6.4	151
Tabela 6.2 Resultados da Eq. (6.1) para $\phi_A \phi_{TE}$, em função da concentração de óleo e do superaquecimento	158
Tabela C.1 Fração do fluxo de calor total transferido pelas hastes suportes	215
Tabelas D.1 à D.29 Resultados experimentais obtidos durante todos os testes	218
Tabelas E.1 à E.13 Resultados experimentais da frequência de bolhas obtidos nos testes	248

- A = área da superfície de aquecimento, m^2 .
- C_p = calor específico à pressão constante, $J/(kg \cdot ^\circ C)$.
- C = concentração de óleo na mistura, % ; constante na equação de Rohsenow.
- C_1, C_2, C_3 = constantes adimensionais.
- C_{sf} = constante na Eq. (5.11).
- D = diâmetro da resistência de aquecimento, m.
- D_b = diâmetro de bolha, m.
- f = frequência das bolhas, 1/s.
- f_1 = função de θ e β .
- g = aceleração da gravidade, m/s^2 .
- G_b = vazão específica de vapor, m^3/kg .
- h = coeficiente de transferência de calor, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$.
- h_{lv} = calor latente de vaporização, J/kg .
- k = condutividade térmica, $W/(m \cdot ^\circ C)$.
- L = comprimento da resistência de aquecimento, m.
- m = massa, kg; expoente nas Eqs. (5.11) e (5.13).
- m' = expoente na eq. (6.3).
- n = número de cavidades ativas; expoentes nas Eqs. (5.11) e (5.13).
- N = número de medidas.
- p = pressão, Pa.
- Δp = diferença de pressão correspondente à ΔT .
- Q = taxa de calor transferido, W.
- r = fator de correlação; raio da boca da cavidade, m.
- r_c = raio de curvatura, m.
- r_s = raio da cavidade que proporcionaria uma única cavidade ativa.
- R = raio da bolha, m.

\dot{R}	= taxa de crescimento de bolha, m/s.
S	= índice de precisão.
t	= tempo, s; multiplicador da distribuição de Student.
T	= temperatura, °C.
T_p	= temperatura da superfície aquecida, °C.
T_{sat}	= temperatura de Saturação, °C.
ΔT	= $T_p - T_{sat}$, superaquecimento do líquido, °C.
x	= título da mistura líquido - vapor.
X	= grandeza medida.
\bar{X}	= média aritmética de N medidas de uma grandeza X.
V	= volume, m ³ .
α	= difusividade térmica, m ² /s.
β	= coeficiente de expansão volumétrica, 1/°C; ângulo cônico.
μ	= viscosidade dinâmica, (N/s)/m ² .
ν	= viscosidade cinemática, m ² /s.
θ	= ângulo de contato, graus.
ξ	= fração volumétrica do refrig. líq. puro, %.
ρ	= densidade, kg/m ³ .
σ	= tensão superficial, N/m; desvio médio padrão.
ϕ	= fluxo de calor por unidade de área da superfície de aquecimento, W/m ² .
ϕ_A	= parcela do fluxo de calor devida a agitação do líquido definida na eq. (6.2)
ϕ_b	= parcela do fluxo de calor devida a ação das bolhas, W/m ² .
ϕ_{cn}	= parcela do fluxo de calor devida a convecção natural, W/m ² .
ϕ_{TE}	= parcela do fluxo devida ao tempo de espera - definida na eq. (6.3).

Índices:

\mathcal{R} = refrigerante; líquido.

o	= óleo; inicial.
m	= mistura.
v	= vapor.
f	= referente à temperatura de película.
sat	= saturação.

Abreviações

IR	= incertezas aleatórias.
IRQ	= incerteza aleatória na potência fornecida.
IRTP	= incerteza aleatória na temperatura da superfície.
IRTB	= incerteza aleatória na temperatura do banho.
IS	= incertezas sistemáticas.
ISQ	= incerteza sistemática na potência fornecida.
ISΔT	= incerteza sistemática no superaquecimento.
ISA	= incerteza sistemática na área.
IF	= incertezas totais.

1 - INTRODUÇÃO

1.1 Delimitação do Problema

A técnica da "produção de frio" por ciclos frigoríficos de compressão a vapor (ou mesmo de absorção) tem sido aplicada com frequência nos últimos cinquenta anos. Com as exigências cada vez mais severas no controle ambiental de edifícios e mesmo de aplicações industriais, a utilização de equipamentos condicionadores de ar tem se generalizado, aumentando a importância das técnicas de produção de frio. Apesar dessas técnicas apresentarem uma tecnologia consolidada, a necessidade de produzir equipamentos compactos e eficientes em termos energéticos impeliu as indústrias do setor, nos países avançados, a desenvolver pesquisas de alguns aspectos do processo. Assim, além das pesquisas de desenvolvimento de novos compressores, por exemplo, tem-se investigado mecanismos para intensificar a transferência de calor em evaporadores, tornando possível a redução de seu tamanho e, consequentemente, de seu custo inicial. Considerando que a produção anual desses trocadores é considerável, tendendo a crescer significativamente no futuro, a economia produzida pelas técnicas de intensificação de transferência de calor pode atingir cifras elevadas.

Nos circuitos frigoríficos, a correta lubrificação dos elementos do compressor pode ser assegurada através da manutenção de uma certa quantidade adequada de óleo no carter. No entanto, deve-se considerar que, durante a compressão do gás refrigerante, certa quantidade de óleo é arrastada das paredes do cilindro, diminuindo a quantidade existente no carter, o que pode ser evitado com a utilização de um separador, localizado logo após o compressor, a fim de assegurar o retorno do óleo ao carter. Tal medida, porém, esbarra em uma limitação: o separador não consegue eliminar totalmente o óleo que circu

la junto com o refrigerante. Em virtude de sua solubilidade nos refrigerantes halogenados líquidos, o óleo que sai do compressor na forma de uma névoa composta por gotículas, mistura-se ao refrigerante, gerando no interior do condensador uma solução que atravessa a válvula de expansão e penetra no evaporador. Lá a evaporação progressiva do refrigerante faz com que o óleo se deposite. Este depósito não só reduz o coeficiente de transferência de calor mas promove um acréscimo da perda de carga.

A questão do retorno do óleo para o compressor pode ser resolvida através de um projeto adequado das tubulações do evaporador e da linha de aspiração. Entretanto, um problema associado à presença de óleo no evaporador e de solução menos simples, é aquele relacionado à transferência de calor na mudança de fase da mistura refrigerante-óleo. Esse aspecto, relevante na avaliação do desempenho do evaporador e no seu dimensionamento, tem recebido uma atenção especial nos últimos anos, em virtude da necessidade de projeto de evaporadores de alta eficiência para aplicações de refrigeração e bombas de calor.

O estudo da ebulição de misturas de refrigerantes com óleo de lubrificação de compressores é realizado em cubas (ebulição em piscina), com a superfície de transferência de calor sendo aquecida eletricamente. Medindo-se a potência dissipada e as temperaturas superficial e do banho, pode-se levantar a curva de ebulição de determinada mistura. Tal procedimento é representativo dos denominados evaporadores inundados.

1.2 Noções de Ebulição Nucleada. A Curva de Ebulição [1].

Consideremos uma superfície aquecida como a de um fio ou tubo pela qual passa uma corrente elétrica. Imaginemos que essa superfície

manteve em ebulição um banho de um líquido por algum tempo. Num dado instante reduz-se a corrente elétrica e inicia-se um processo de elevações graduais dessa corrente, a partir de uma condição em que a superfície não apresente bolhas. Admitindo que o banho de líquido esteja saturado, um gráfico de fluxo de calor por unidade de área, ϕ , ou simplesmente fluxo de calor, versus a temperatura superficial, ou o que é equivalente $(T_p - T_{sat})$, teria o aspecto ilustrado na figura 1.1, que é denominado de CURVA DE EBULIÇÃO.

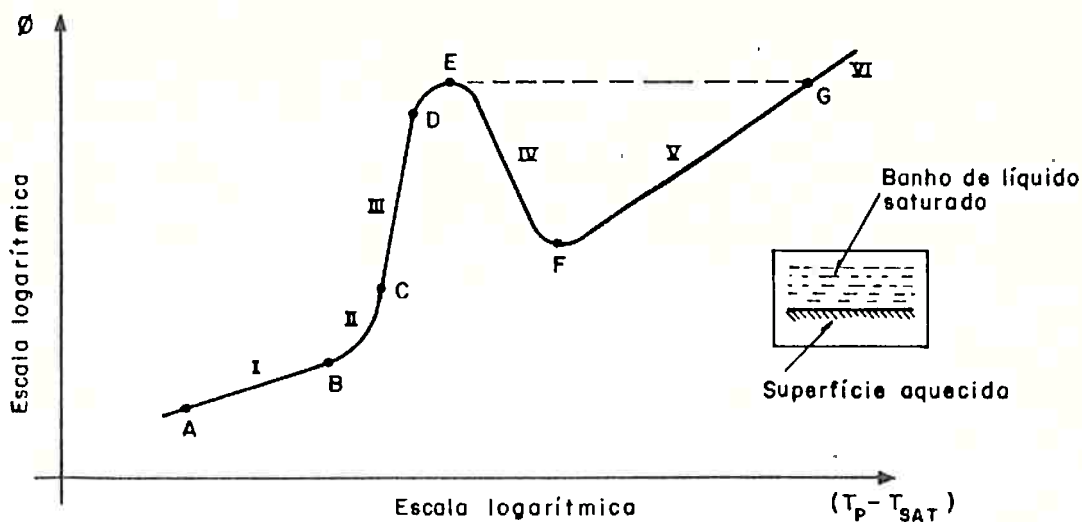


Figura 1.1 Curva de Ebulição

Como a Curva de Ebulição envolve distintas configurações do fluido junto à superfície, é comum dividi-la em 6 regiões, que passamos a descrever.

Região I (AB): Convecção Natural

Região II (BC): Região de Transição, formação de bolhas isoladas.

Região III (CE): Ebulição Nucleada Plenamente Desenvolvida, com formação cada vez mais intensa de bolhas.

(DE): Região do Fluxo Crítico de Calor, com regiões da superfície isoladas de líquido por um "bolsão" de vapor.

Região IV (CF): Região de Transição, Ebulição em Película Parcial.

Região V e VI (FG): Ebulição em Película Estável.

A figura 1.2 ilustra o comportamento do fluido junto à superfície para alguns dos regimes.

A região de Convecção Natural (AB) é caracterizada por pequenos superaquecimentos (ΔT). Nessa região o fluido se mantém no estado líquido e ocorrem movimentos do fluido resultantes da diferença de densidade observada no banho, a partir da superfície de aquecimento. No capítulo 5 essa região será estudada com mais detalhes.

No ponto B da Curva de Ebulição, comumente denominado de "Onset of Nucleate Boiling" (ONB), o superaquecimento já é suficiente para promover a nucleação de vapor na superfície. Este ponto varia com a pressão do sistema, de tal maneira que uma elevação de pressão facilita a formação de bolhas. Entre os pontos B e C ocorre formação de bolhas isoladas, conforme ilustrado na figura 1.2.

Na região III (CD), denominada de Ebulição Nucleada Plenamente Desenvolvida, a população de bolhas na superfície aquecida é relativamente elevada, isolando praticamente a superfície do fluido. O mecanismo de transferência de calor responsável pelas altas taxas de remoção de calor da superfície observadas não é muito bem definido. Alguns mecanismos foram propostos, os quais serão objeto de discussão no capítulo 5.

No ponto E, correspondente ao limite superior da ebulição nucleada, chamado de ponto de "fluxo de calor crítico", o fluxo de calor na superfície é elevado, formando-se colunas de vapor praticamente contínuas. Essas correntes de vapor arrastam o líquido, impedindo que o mesmo atinja a superfície.

A região de transição (EF) é caracterizada pela existência de colunas instáveis de vapor sobre a superfície de aquecimento que proporcionam o despreendimento de grandes bolsões de vapor a intervalos

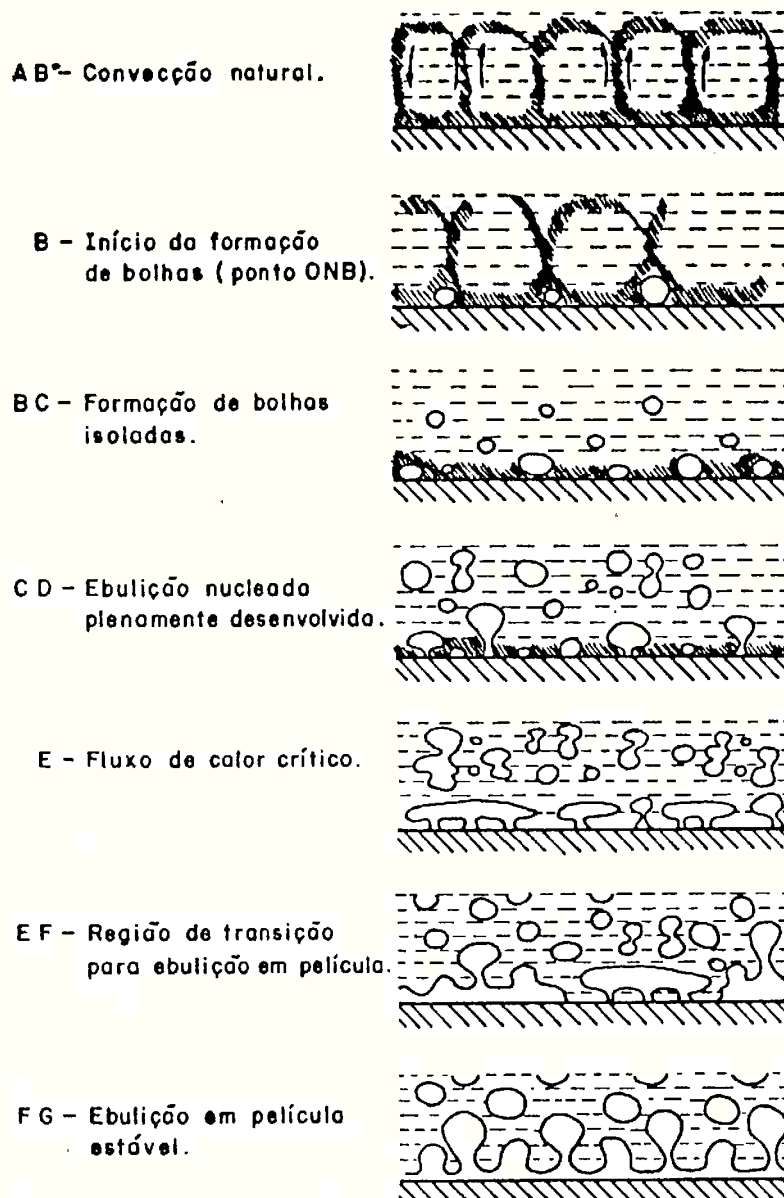


Figura 1.2 Comportamento do fluido junto à superfície de aquecimento [2]

de tempo mais ou menos regulares.

O ponto (F), denominado de "ponto de mínimo fluxo de calor para ebulição em película estável" (ponto de Liedenfrost) representa o ponto em que o líquido começa a tocar a superfície. Este ponto é considerado aquele para o qual o fluxo de calor é suficiente para sustentar uma situação como a mostrada na figura 1.3.

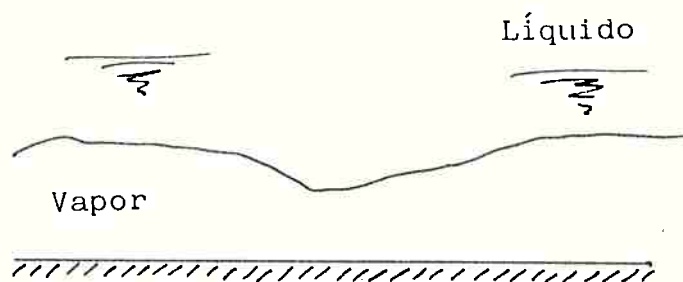


Figura 1.3 Ponto de Lidenfrost

As regiões V e VI da curva de ebulição, onde ocorre Ebulição em Película Estável, é caracterizada por um filme de vapor em torno da superfície de aquecimento. Nessa região a transferência de calor é caracterizada principalmente por condução e convecção através do filme de vapor, com efeitos de radiação tornando-se significativos quando a temperatura da superfície é elevada.

O estudo sobre a ebulição de misturas refrigerante-óleo para efeito de aplicação em evaporadores frigoríficos limita-se às regiões I, II, III, com ênfase nesta última.

1.3 Revisão Bibliográfica da Ebulição de Misturas Refrigerante-Óleo

O mecanismo de ebulição de misturas em geral tem recebido alguma atenção nos últimos anos. O caso específico de misturas refrigerante-óleo, entretanto, não tem encontrado eco na comunidade de pesquisa, como o comprovam as poucas publicações encontradas sobre o assunto. Em parte, a deficiência de publicações se deve ao fato do problema apresentar características relativamente complexas, na medida em que uma grande quantidade de variáveis estão envolvidas. Saliente-se que ao se misturar dois fluidos miscíveis, obtem-se como resultado uma mistura em que as propriedades de transporte e os processos de

transferência de calor são muito diferentes daqueles atribuídos à um dos fluidos puro.

Assim sendo, as publicações sobre a ebulição nucleada de misturas refrigerante-óleo mostram inúmeras discrepâncias, tanto nas medidas ou estimativas das propriedades da mistura quanto na maneira de se abordar teoricamente o problema.

1.3.1 K. Stephan [3]

O autor publicou em 1963 um dos primeiros trabalhos sobre a influência do óleo na ebulição nucleada de refrigerante. Neste trabalho a superfície de aquecimento era constituída de uma placa de cobre, aquecida eletricamente, com 0,075 m de diâmetro imersa em misturas R12-óleo e R22-óleo. Distintas concentrações de óleo foram ensaiadas, utilizando-se dois óleos de diferentes viscosidades.

O autor observou que, com o aumento gradativo do fluxo de calor, para misturas com baixas concentrações de óleo, ocorre formação de espuma junto à superfície de aquecimento, o que contribui para um aumento no coeficiente de transferência de calor, calculado pela Lei do Resfriamento de Newton:

$$h = \frac{\phi}{\Delta T} \quad (1.1)$$

A quantidade de espuma aumenta com o aumento da porcentagem de óleo até um valor em torno de 6 a 10% em massa, e decresce a altas concentrações de óleo.

Para quantidades de óleo acima de 3% ocorre uma diminuição na transferência de calor quando a porcentagem de óleo é aumentada, resultante da maior concentração de óleo junto à superfície aquecida, o que implica em altos valores de tensão superficial, que tem grande

influência na formação de núcleos para bolhas de vapor. Quando tais núcleos encontram maior dificuldade para se formar e crescer, a resistência à transferência de calor aumenta. Por outro lado, óleo misturado em pequenas quantidades provoca o aparecimento de espuma na região de ebulição, e esta pode favorecer a nucleação de bolhas, diminuindo com isso a resistência à transferência de calor. Essa questão será melhor discutida no capítulo 4.

A figura 1.4 mostra o coeficiente de transferência de calor, h , obtido pelos experimentos de Stephan, como uma função do fluxo de calor.

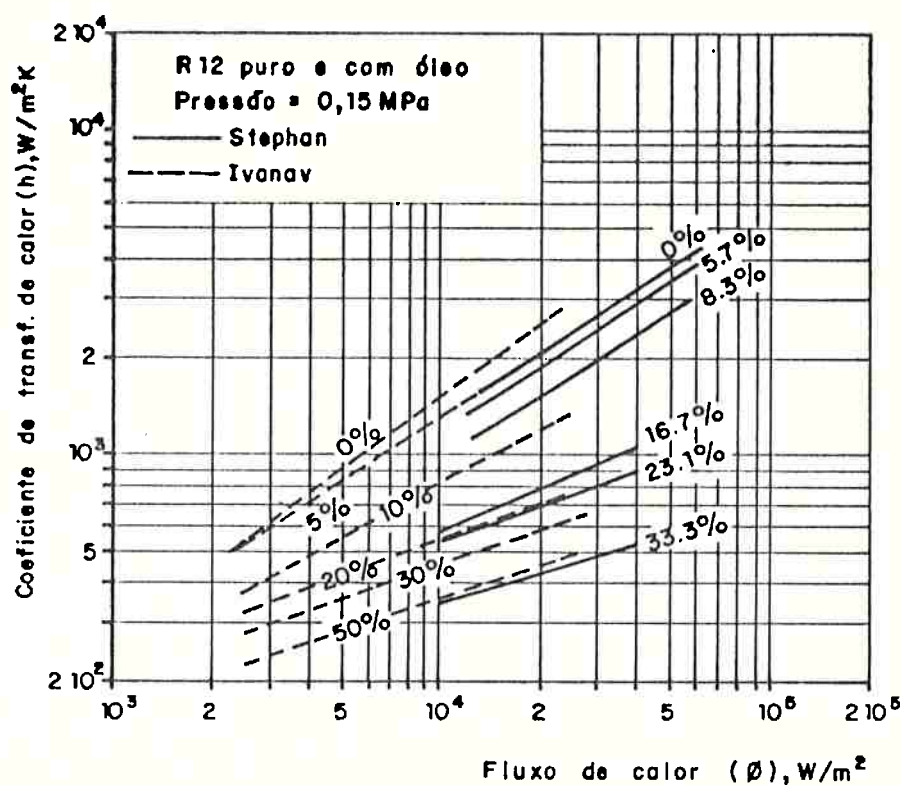


Figura 1.4 Coeficiente de transferência de calor versus fluxo de calor para diferentes concentrações de óleo [3]

O que se observa à medida que a concentração de óleo é alterada é que, não somente o valor de h diminui com o aumento da concentração,

mas também a inclinação da curva.

Em suas experiências com óleos de viscosidades diferentes, o autor observou que para baixas concentrações de óleo (menor que 6%), os coeficientes de transferência de calor não variam, ou seja para baixas porcentagens de óleo a viscosidade do óleo não tem um efeito significativo, o que não ocorre para concentrações de óleo acima daquele valor.

Este trabalho é citado por quase todos os pesquisadores da área, tanto pela tentativa de explicação dos fenômenos físicos que ocorrem na ebulição da mistura refrigerante-óleo, quanto pelos resultados experimentais obtidos. O autor não apresentou um modelo, mas viria a fazê-lo posteriormente como se mostrará quando da discussão de seu trabalho de 1980 [17].

1.3.2 Furse, F.G. [4]

Em seu artigo de 1965 estuda a transferência de calor na ebulição em piscina do R11 e R12. A superfície de testes utilizada foi uma placa horizontal de cobre. Os testes foram feitos com os refrigerantes puros e em misturas com óleo. O autor ressalta a grande importância que deve ser atribuída às condições da superfície de aquecimento no processo, assunto este que foi posteriormente estudado em detalhes por Sauer et alli [6]. Seus resultados estão de acordo com aqueles obtidos por Stephan, salientando que a presença de pequenas quantidades de óleo não altera a transferência de calor em evaporadores inundados, que parece ocorrer inteiramente com evaporação na interface líquido-vapor.

1.3.3 Dougherty e Sauer [5]

Os autores divulgaram em 1974 um trabalho sobre o assunto, em que a superfície de aquecimento eram constituídas de tubos de cobre com diâmetros externos de 0,016 e 0,018 m respectivamente. Foram testadas misturas R11-óleo e R113-óleo. Na figura 1.5 são mostradas curvas obtidas experimentalmente pelos autores, onde se apresenta o coeficiente de transferência de calor em função do superaquecimento da superfície, para várias concentrações de óleo.

Os autores comentam que em virtude do elevado fluxo de calor necessário para iniciar a ebulição quando comparado com aquele necessário para mantê-la, estas curvas apresentam efeitos de histerese quando o nível de fluxo de calor é diminuído. As linhas tracejadas caracterizam descontinuidades representativas da transição de convecção natural para ebulição nucleada.

O efeito de histerese é característico dos trabalhos sobre ebulição nucleada, não tendo uma explicação convincente, motivo pelo qual será dedicada uma Seção do capítulo 4 à sua análise.

Concluindo seu trabalho, Sauer et alli, informam que normalmente a adição de óleo no refrigerante causa uma redução no coeficiente de transferência de calor, mas que, para algumas situações onde a concentração seja menor que 3%, o coeficiente de transferência de calor é ligeiramente aumentado. Para concentrações de óleo maiores que 3%, h sempre diminui com o aumento da proporção de óleo, e que para altas concentrações de óleo (7 - 10%) o coeficiente de transferência de calor é reduzido em até 60%.

1.3.4 Sauer, Medrow e Sinnarwalla [6]

Os autores publicaram em 1975 um trabalho experimental sobre os efeitos da condição de superfície na ebulição nucleada do R11. As superfícies de aquecimento usadas consistiam de retângulos de Inconel-600 medindo 0,051 x 0,114 x 0,00012 m. Para correlacionar os resulta

dos sobre transferência de calor para ebulição em piscina foi usada a equação proposta por Rohsenow [7]:

$$\frac{C_{pl}}{h_{lv}} \frac{\Delta T}{Pr_l^{1,7}} = C_{sf} \left| \frac{\phi}{\mu_l h_{lv}} \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right|^{0,33} \quad (1.2)$$

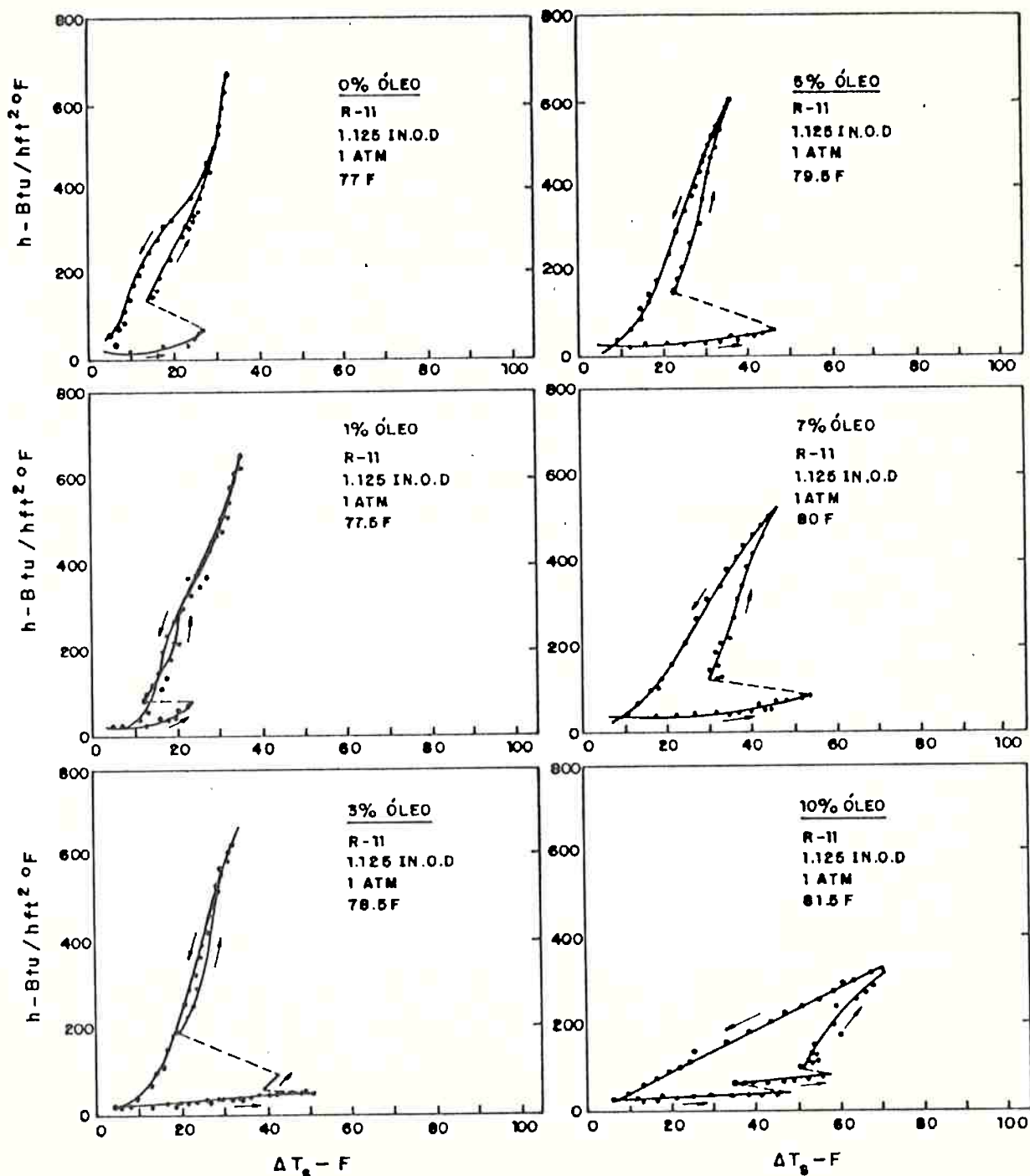


Figura 1.5 Efeito do óleo na ebulição do R11 em cilindro de cobre de 0,028 m, à pressão atmosférica [5]

A tabela 1.1, que se segue, apresenta os valores de C_{sf} obtidos neste estudo. Foi observado que o aumento da rugosidade da superfície, obtido por diversos tratamentos (estampagem com reagentes, uso de lixas e polimento), produz uma redução no valor de C_{sf} .

Tabela 1.1 Valores de C_{sf} obtidos para várias condições de superfície

Combinação fluido-superfície de aquecimento com acabamento	C_{sf}
R11 - Inconel (acabamento espelhado)	0,0096
R11 - Inconel (acabamento semi-sulcado)	0,0092
R11 - Inconel (totalmente sulcado)	0,0090
R11 - Inconel (acabamento estampado)	0,0090
R11 - Inconel (acabamento rugoso)	0,0080

Os autores concluem que a condição de superfície afeta significativamente o desempenho da ebulição nucleada, e que, por outro lado, o tamanho e/ou geometria da superfície tem pouca influência na ebulição nucleada.

A constante C_{sf} que aparece na Eq. (1.2) depende das propriedades termodinâmicas e de transporte do líquido, além do tipo de combinação superfície- fluido. O modelo de Rohsenow será estudado em detalhes no capítulo 5.

A condição de superfície afeta a transferência de calor principalmente devido a:

- efeito do ângulo θ , que é aquele formado entre a tangente à superfície esférica da bolha de vapor em formação e a superfície de

aquecimento, como ilustrado na figura 1.6.

- efeito da rugosidade da superfície (número de cavidades)
- e o efeito de rugosidade devido ao tamanho das cavidades.

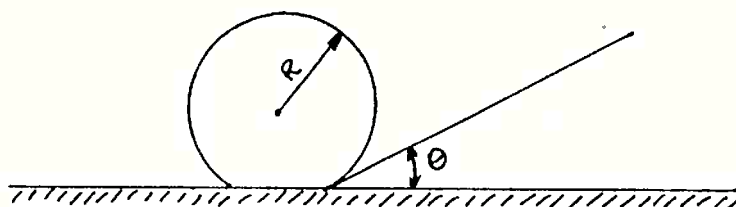


Figura 1.6 Ângulo de Contato

1.3.5 Chaddoc, J.B. [8]

O autor publicou um artigo em 1976 onde classifica os refrigerantes como completamente miscíveis (R11, R12, R113 e R114) e parcialmente miscíveis (R22 e R502) em óleo. O limite da quantidade de óleo que os refrigerantes miscíveis podem dissolver é estabelecido pela pressão do refrigerante a uma dada temperatura. O R22 e R502 tem uma solubilidade ilimitada à altas temperaturas, mas abaixo de certa temperatura crítica ocorrerá separação de fases, resultando em uma fase rica em óleo e outra em refrigerante. As fases são imiscíveis.

O autor comenta que as alterações na viscosidade e tensão superficial do refrigerante devido à presença do óleo afetam tanto a perda de carga como a resistência à transferência de calor. Quando ocorre evaporação na superfície externa de tubos, o mecanismo de transferência de calor predominante é do tipo ebulição em piscina.

Chaddoc refere-se ao trabalho de Uchida e Yamaguchi [9] publicado em 1966 sobre ebulição do R12 puro em um cilindro aquecido eletricamente, no qual se utilizou o título da mistura líquido-vapor para correlacionar os resultados experimentais. A correlação obtida foi:

$$\phi_e = 0,23 x^{-0,7} \phi \quad (1.3)$$

onde $\phi = 617 (\Delta T)^{2,5}$ = fluxo de calor para ebulição em piscina.

Neste caso as propriedades do R12 foram constantes para todos os testes, de modo que a dependência da variação das propriedades não pode ser avaliada.

Resultados obtidos por Tschernobylski e Ratiani [10] citados por Chaddoc e mostrados na figura 1.7, constituem complemento quase perfeito dos resultados de Stephan para baixos valores de fluxo de calor. Nesta figura a inclinação das linhas de $h \times \phi$ decrescem com o aumento da porcentagem de óleo, efeito este que foi explicado por Stephan.

No trabalho devido a Uchida e Yamaguchi para escoamento estratificado (onde o mecanismo de transferência de calor é ebulição em piscina) a área efetiva de transferência de calor diminui quando o título aumenta. Com base neste fato, os autores alteraram a equação derivada por Ratiani [10] para ebulição em piscina, levando em consideração o efeito do título. Por exemplo, os dados experimentais correspondem melhor à equação $h = C \phi^{0,585}$ para título de 0,1 do que a equação proposta por Ratiani, $h = C \phi^{0,6}$, válida para qualquer título.

1.3.6 Chongrungreong e Sauer [11]

Em publicação de 1980 investigaram a ebulição nucleada da mistura R11-óleo e R12-óleo, usando como superfície de aquecimento um cilindro liso aquecido eletricamente. Comentando que, até então, correlações generalizadas confiáveis não haviam sido ainda estabelecidas, eles propõem uma nova correlação para se estimar o coeficiente de transferência de calor de tais misturas.

A correlação proposta está baseada em um método semi-empírico da análise dimensional. Para tanto eles afirmam que o fluxo de calor (ϕ) e a diferença de temperatura (ΔT) são as variáveis mais importantes na obtenção dessas correlações.

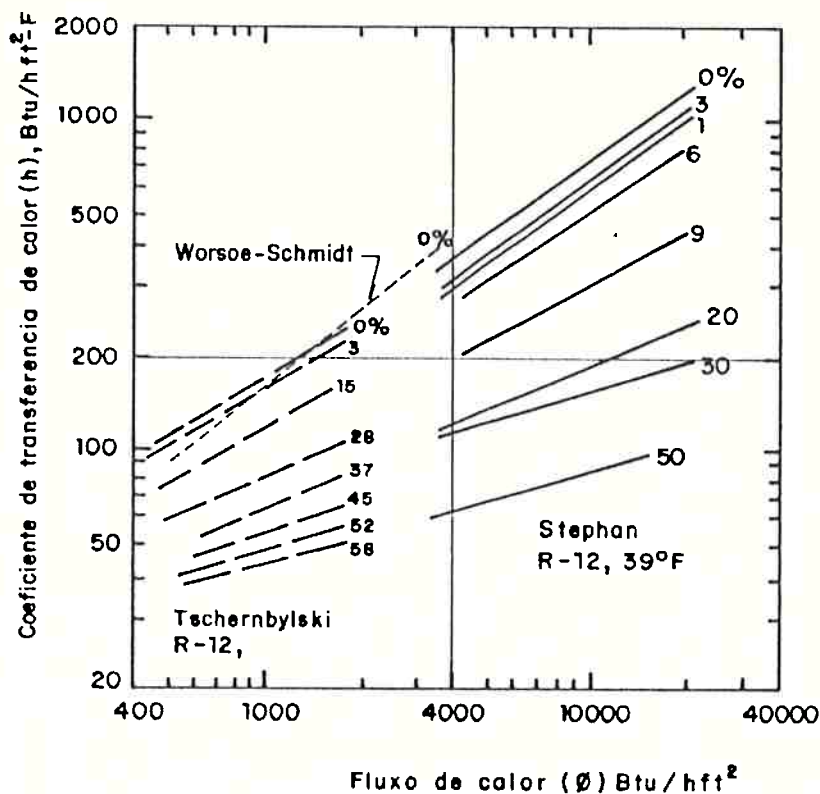


Figura 1.7 Coeficiente de transferência de calor para a mistura R12-óleo [10]

As propriedades do líquido dependem da temperatura e pressão de saturação. A densidade do vapor (ρ_v) e a densidade da mistura líquida (ρ_m) são outras variáveis importantes, pois como é sabido, as bolhas são criadas pela expansão do vapor de refrigerante junto à superfície de aquecimento. O grau de turbulência causado pela formação de bolhas, é considerado dependente da viscosidade do líquido (μ_l) e o diâmetro de desprendimento da bolha dependente do fluxo de ca-

lor, calor específico, condutividade térmica do líquido, calor latente de vaporização, difusividade térmica e o tempo necessário para que a bolha em crescimento alcance o diâmetro crítico (de despreendimento).

A fração volumétrica do refrigerante líquido puro, ξ , considerada pelos autores como sendo a variável mais importante no estudo da ebulição de misturas refrigerante-óleo, é assim definida

$$\xi = \frac{V_l}{V_l + V_o} \quad \text{ou} \quad \xi = \frac{(1 - C) \rho_m}{\rho_m + C(\rho_l - \rho_m)} \quad (1.4)$$

Baseados em seus próprios dados experimentais e nos de Stephan, Sauer et alli propõe uma equação para prever o coeficiente da transferência de calor na ebulição de misturas refrigerante-óleo, qual seja:

$$h = 0,05253 \left[\frac{\phi D}{h_{lv}} \right]^{0,569} \left[\frac{\mu_l C_l}{k_l} \right]^{0,395} [p]^{1,696} \left[\frac{D}{0,01588} \right]^{-0,444} \left[\xi \frac{\rho_l}{\rho_v} \right]^{1,579} \quad (1.5)$$

Os resultados obtidos pela Eq. (1.5) estão plotados nas figuras 1.8 e 1.9, onde se observa h em função do fluxo de calor para o R11 puro em comparação com resultados de Stephan [3] e de modelos clássicos da literatura devidos à Rohsenow [7], Forster e Zuber [12], McNeilly [13], Borishansky e Minchenko [15] e Kutateladze [16], Alguns destes modelos serão estudados em detalhes no capítulo 5.

Os autores simplificaram a Eq. (1.5) para poder correlacionar o coeficiente de transferência de calor somente com o fluxo de calor, a pressão e a fração volumétrica, resultando assim:

$$h = 6,17 [\phi]^{0,55} [\xi]^{3,65} [p]^{0,24} \quad (1.6)$$

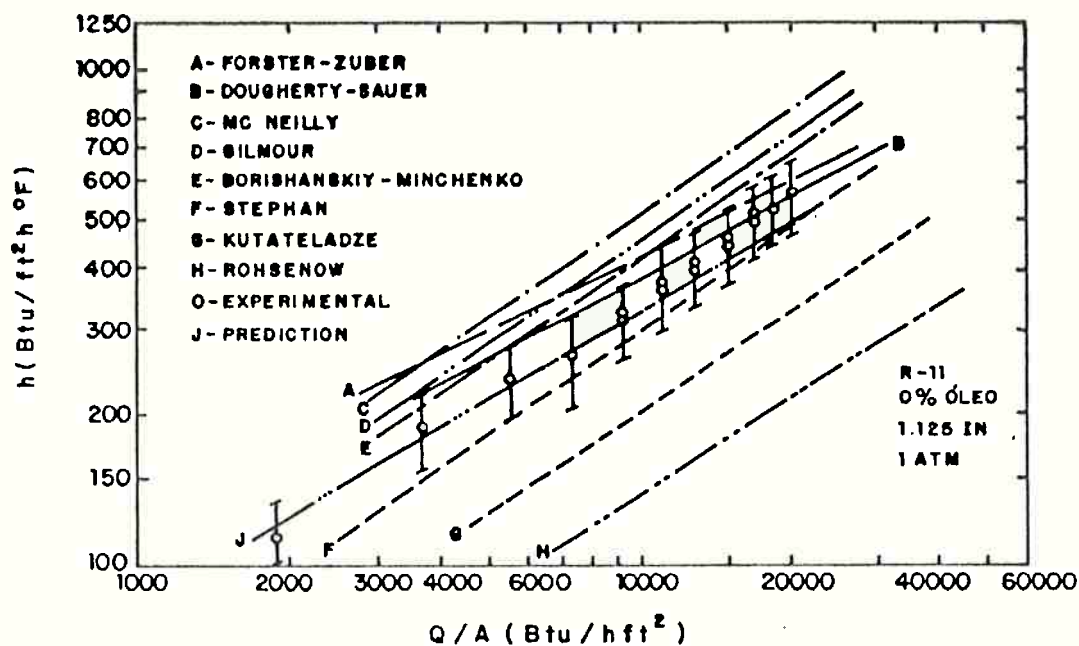


Figura 1.8 Comparação de diversas correlações com dados experimentais da ebulição do R11 puro, para um cilindro de cobre de 0,028 m de diâmetro e 1 atmosfera de pressão [11]

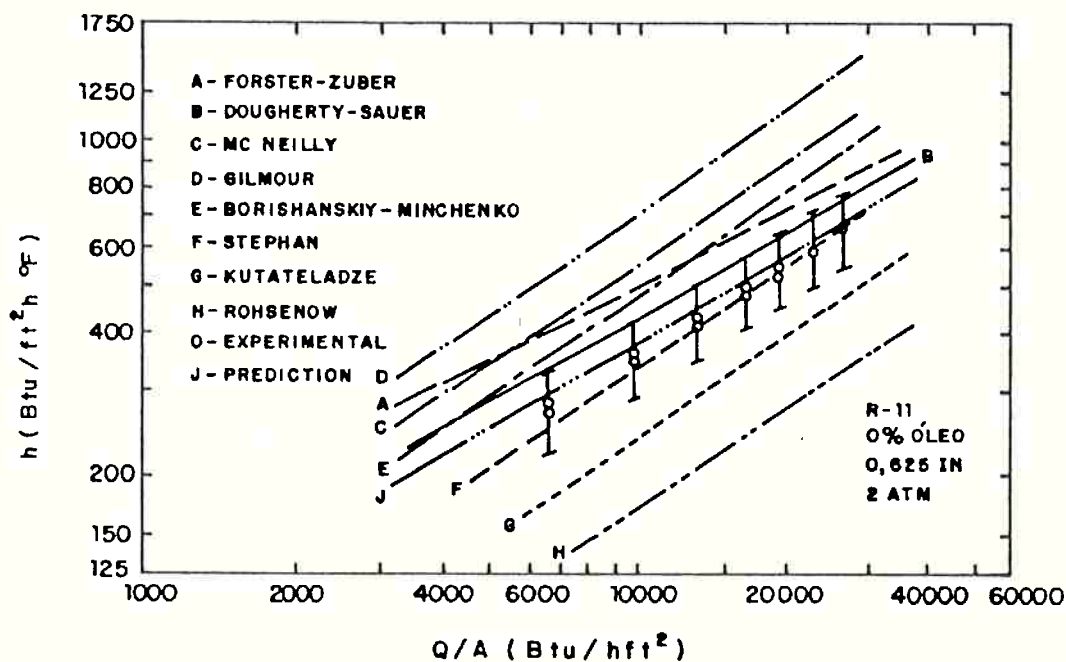


Figura 1.9. Comparação de diversas correlações com dados experimentais da ebulição do R11 puro, para superfície cilíndrica de cobre de 0,016 m de diâmetro e 2 atmosferas de pressão. [11]

Segundo os autores a Eq. (1.6) correlaciona bem os resultados para misturas com altas concentrações de óleo, citando por exemplo, que para concentrações de 10% de óleo o erro máximo situa-se por volta de 25%.

Observe-se que Sauer et alli não incluem os efeitos da tensão superficial em sua correlação, por considerarem-nos desprezíveis. Jensen e Jackman [20] confirmaram tal tendência. Para concentrações abaixo de 10% em massa, observaram que a tensão superficial tem um pequeno efeito no ângulo de contato entre a bolha em crescimento e a superfície de aquecimento.

Como conclusão de seu trabalho, Sauer et alli, mostraram os efeitos de alguns parâmetros importantes no coeficiente de transferência de calor para ebulição de misturas refrigerante-óleo, quais sejam:

- h aumenta com p
- h diminui com μ
- h aumenta com ϕ
- h diminui muito pouco com D
- h aumenta com ξ

1.3.7 Stephan e Abdelsalam [17]

Os autores publicaram em 1980 um trabalho sobre correlações para transferência de calor válidas para a região de ebulição plenamente desenvolvida, onde correlacionam algo em torno de 5000 resultados experimentais divididos em 4 grupos (água, hidrocarbonos, fluidos criogênicos e refrigerantes). Para cada grupo de substâncias os autores empregam diferentes parâmetros adimensionais, uma vez que certos adimensionais importantes para determinado grupo podem não ser importantes para outro.

Os parâmetros adimensionais foram arranjados de modo à mostrar sua influência no número de Nusselt. Para os refrigerantes a equação obtida foi:

$$Nu = 207 X_1^{0,745} X_5^{0,581} X_6^{0,533} \quad (1.7)$$

onde

$$X_1 = (\phi D_b) / (k_l T_{sat})$$

$$X_5 = \rho_v / \rho_l$$

$$X_6 = v_l / \alpha_l$$

para $3 \times 10^{-3} \leq p/p_c \leq 0,78$ e ângulo de contato $(\theta) = 35^\circ$, o erro absoluto médio é de 10,57%.

Para facilitar a aplicação prática da Eq. (1.7), os autores propõem o emprego de uma forma simples para determinação do coeficiente de transferência de calor, qual seja:

$$h = C_4 \phi^{0,745} \quad (1.8)$$

onde C_4 depende das propriedades térmicas da substância e pode ser representado como uma função da pressão. O valor de C_4 como uma função da pressão pode ser obtido diretamente na figura 1.10

1.3.8 Stephan e Mitrovic [18]

Em seu trabalho de 1982 relatam que os experimentos sobre a influência do óleo na transferência de calor durante a ebulição de refrigerantes são particularmente contraditórios, pois alguns autores afirmam que a presença do óleo na mistura diminui a transferência de calor e outros que a transferência de calor aumenta pela presença do óleo.

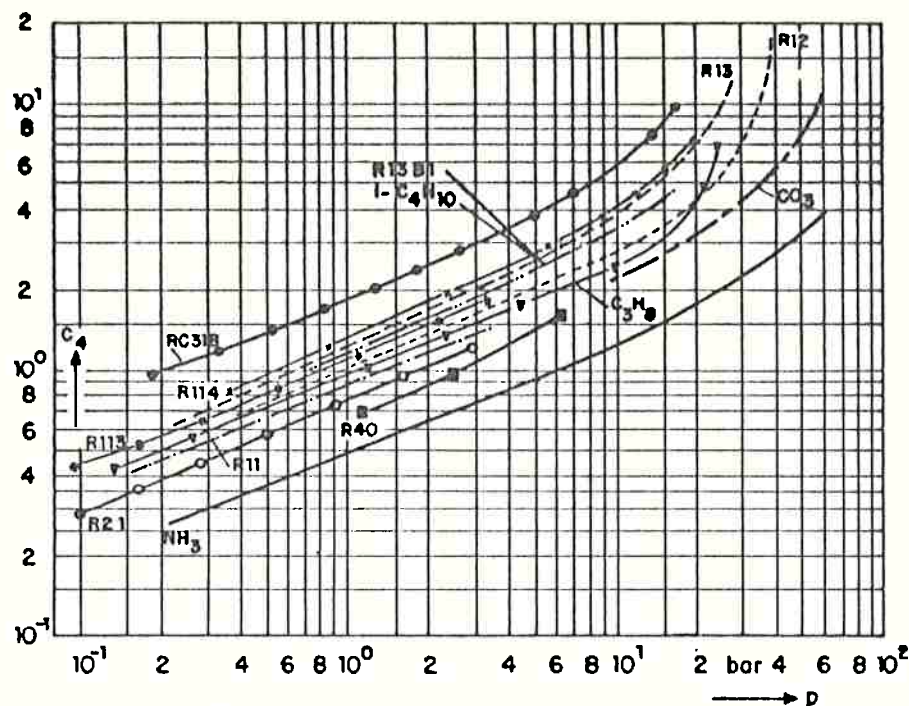


Figura 1.10 Constante C_4 da equação (1.8). [17]

Aqueles autores afirmam que esta discrepância sobre os resultados na ebulição de misturas refrigerante-óleo pode ser explicada por turbulência interfacial, aumento na tensão superficial e deposição de uma camada de óleo sobre a superfície de aquecimento, por adsorção. Estas questões serão discutidas no capítulo 4.

Referindo-se ao trabalho de Stephan sobre misturas R12-óleo, os autores dizem que os resultados podem ser representados de uma maneira qualitativa pelo uso da equação:

$$h = \psi \phi^n \quad (1.9)$$

onde o expoente n do fluxo de calor e a variável ψ são funções da concentração de óleo. Nos refrigerantes puros a concentração (C) é nula e n varia entre 0,6 e 0,8. Para altas concentrações de óleo, quando C tende a 1, a transferência de calor passa a ser quase só por convecção natural, dependendo do número de Grashof e da geome-

tria da superfície de aquecimento e o valor de \underline{n} varia entre 0,2 e 0,29. Os valores de n e Ψ foram assim correlacionados:

$$n = 0,75 - 2 C \quad (1.10)$$

$$\Psi = 10^{6,3C} + 10,2(0,22 - 26 C^2) p \quad (1.11)$$

com ϕ tomado em W/m^2 , p em MPa e h em $W/(m^2 K)$. De acordo com o autor este procedimento correlaciona bem os dados para fluxos de calor variando entre $2kW/m^2$ à $30 kW/m^2$ e concentração do óleo $C < 0,2$.

Stephan e Mitrovic correlacionaram os resultados experimentais da ebulição de misturas refrigerante-óleo através do diagrama de ΔT em função da fração molar do componente menos volátil (óleo). Foram estudados ainda, a influência dos diferentes componentes de uma mistura na formação de bolhas, bem como a influência do gradiente de concentração na transferência de calor. Esses assuntos serão discutidos no capítulo 4.

1.3.9. Jensen e Jackman [20]

Em seu artigo de 1984 propõe uma nova correlação para os dados de transferência de calor na ebulição de misturas refrigerante-óleo. Nesse estudo é levada em consideração a parcela de difusão de massa no processo e sua influência nas propriedades de transporte da mistura. Esta difusão ocorre em uma região circundante rica em óleo, afetando o crescimento da bolha de vapor, conforme ilustrado na figura 1.11. Os testes foram realizados em uma cuba de aço inox, onde uma mistura de R113-óleo era aquecida eletricamente por uma resistência cilíndrica de aço inox. A pressão do sistema foi mantido igual a 1 atmosfera.

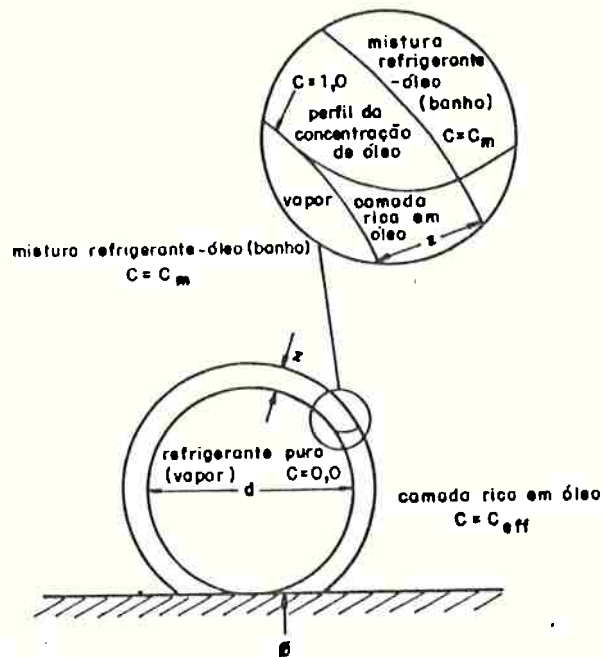


Figura 1.11 Modelo usado para crescimento de bolhas em mistura R113-óleo [20]

Os autores levantaram experimentalmente as propriedades de transporte das misturas.

As figuras 1.12 e 1.13 mostram os resultados experimentais obtidos por Jensen et alii quando da ebulição de misturas R113-óleo.

Os autores não observaram aumento do coeficiente de transferência de calor em baixas concentrações de óleo (menores que 3%), como havia sido citado por Stephan [3,18].

Para o desenvolvimento de um modelo os autores separam os efeitos em macroscópicos e microscópicos. Os efeitos macroscópicos foram correlacionados pela equação desenvolvida por Forster e Zuber [12], qual seja:

$$h_z = 0,00122 \left(\frac{k_l^{0,79} C^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma_l^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{lv}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right) \Delta T^{0,24} \Delta P_{sat}^{0,76} \quad (1.12)$$

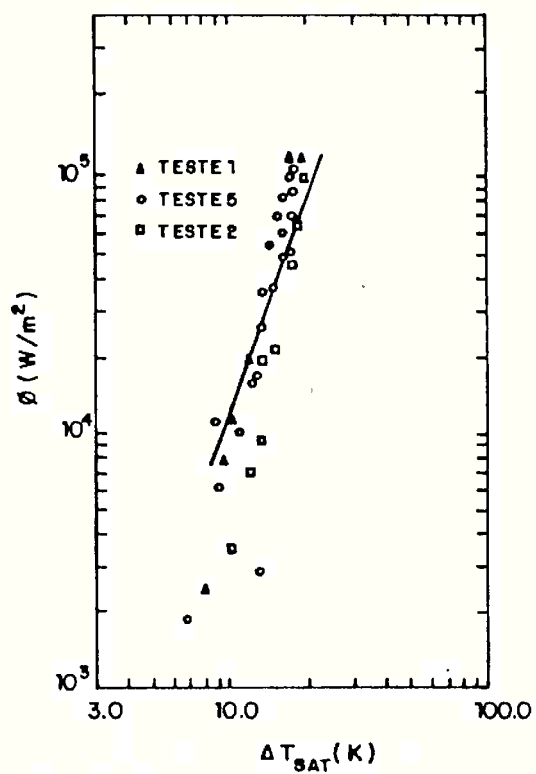


Figura 1.12 Resultados experimentais da ebulição de R113-óleo [20]

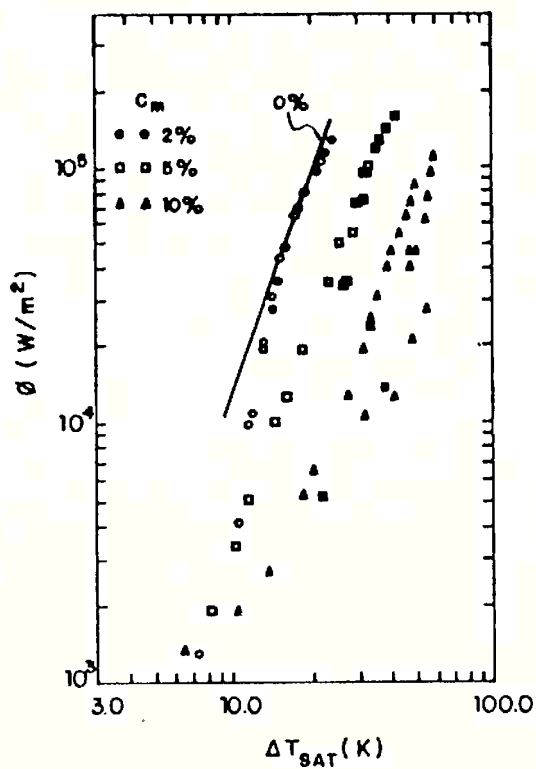


Figura 1.13 Resultados experimentais da ebulição de R113-óleo [20]

A parcela microscópica do processo de ebulição é representada por um adimensional C_{eff} , chamado "concentração efetiva de óleo", que corrige o valor da concentração C , para levar em consideração a difusão de massa que ocorre na vizinhança da interface da bolha. Na estimativa de C_{eff} , os autores modelaram a interface da bolha por uma geometria esférica, resultando a seguinte equação (ver figura 1.11):

$$C_{eff} = \frac{\frac{C \rho_v D_b}{1 - C} + C \rho_m (6 D_b^2 Z + 12 D_b Z^2 + 8 Z^3)}{\frac{C \rho_v D_b^3}{1 - C} + \rho_m (6 D_b^2 Z + 12 D_b Z^2 + 8 Z^3)} \quad (1.13)$$

onde

C = concentração de óleo

D_b = diâmetro da bolha

Z = espessura da camada de óleo acumulada ao redor de uma bolha esférica, assumida como sendo igual à espessura da camada limite de difusão.

Na equação anterior Z é função do coeficiente de difusão de massa do óleo no refrigerante (δ) o tempo (t) necessário para que a bolha atinja o diâmetro crítico (aquele para o qual a bolha se desprende da superfície).

A concentração efetiva de óleo, C_{eff} , aumenta com o superaquecimento da parede e evolue para valores menores com o aumento da viscosidade do óleo. Alguns valores de C_{eff} são mostrados na tabela 1.2.

Segundo os autores, a correlação que melhor representou os dados experimentais da ebulição de misturas R113-óleo e R11-óleo, foi:

$$\frac{h}{h_z} = e^{(-4,095 C_{eff} - 55,11 C_{eff}^2)} \quad (1.14)$$

Tabela 1.2 Valores de C_{eff}

REFRIGERANTE	C	C_{eff}		
		$\Delta T = 10 \text{ K}$	$\Delta T = 20 \text{ K}$	$\Delta T = 40 \text{ K}$
R113	0,01	0,0117	0,0130	0,0150
R113	0,10	0,1193	0,1324	0,1515
R11	0,01	0,0116	0,0128	0,0146
R11	0,10	0,1186	0,1314	0,1499

A concentração efetiva de óleo também foi correlacionada:

$$C_{eff} = C(1 - 0,0317 \Delta T^{0,753}) \quad (1.15)$$

Os autores observaram que as Equações (1.14) e (1.15) podem ser usadas sem o conhecimento das propriedades da mistura. O desvio médio na estimativa do coeficiente de transferência de calor foi de 30,3%.

1.3.10 Yamazaki e Sakagushi [21]

Esses autores publicaram em 1986 um trabalho sobre a ebulição nucleada da mistura R113-óleo. A superfície de aquecimento utilizada foi uma resistência tipo cartucho feita em aço inox com 0,02 m de diâmetro e 0,52 m de comprimento. O fluxo de calor variou de 0 à 70 kW/m², e a concentração de óleo em massa de 0 a 100%.

Os autores observaram que a temperatura de saturação do sistema varia com a concentração de óleo, detalhe que também havia sido observado por Jensen et alli [20]; a figura 1.14 mostra essa variação.

De acordo com os autores a ebulição se intensifica com a redução da quantidade de óleo para o mesmo fluxo de calor, o que está de acordo com os trabalhos citados anteriormente. Ver figura 1.15.

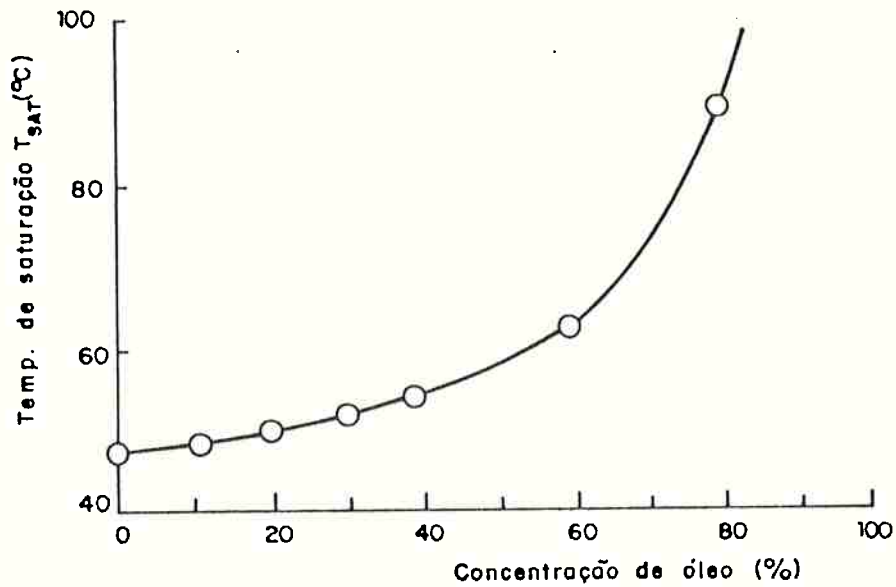


Figura 1.14 Relação entre concentração de óleo e temperatura de saturação [21].

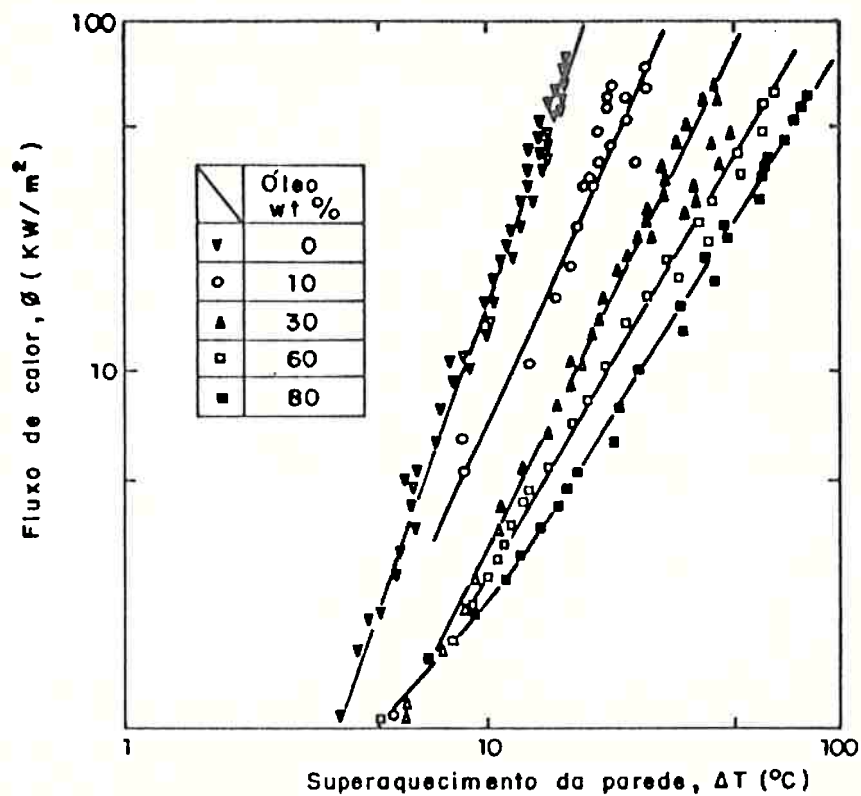


Figura 1.15 Relação entre superaquecimento da parede e o fluxo de calor [21]

Outro ponto importante levantado nesse trabalho foi o relaciona-

do com a variação linear do coeficiente de transferência de calor com o fluxo de calor, para cada concentração, como ilustrado na figura 1.16.

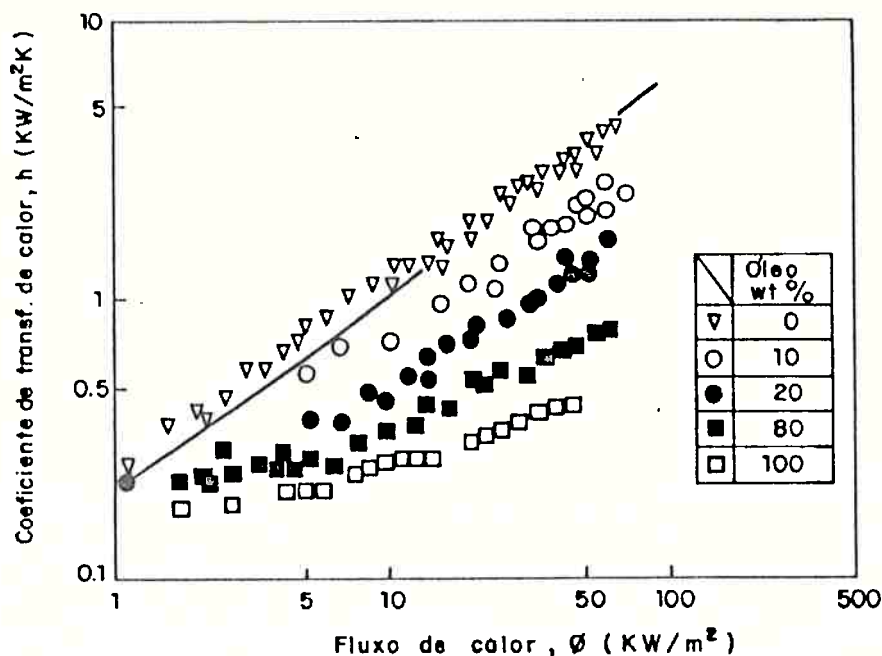


Figura 1.16 Efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor [21]

1.3.11 Wanniarachchi, Marto e Reilly [22]

Esses autores publicaram em 1986 um trabalho sobre a ebulição nucleada de misturas R114-óleo. Foram usados dois tipos de superfície de aquecimento para fins de comparação: um tubo de cobre liso e um tubo de cobre-nickel poroso.

Os autores observaram que até então havia poucas publicações sobre a ebulição do refrigerante R114, e que, apesar de até então, inúmeros modelos semi-empíricos para ebulição de fluidos binários terem sido apresentados, estes parecem ser inaplicáveis à ebulição de misturas refrigerante-óleo, principalmente devido a presença de espuma, o que também foi observado por Stephan [3].

Os resultados foram obtidos para ambas as superfícies de aquecimento à duas temperaturas de saturação ($-2,2^{\circ}\text{C}$ e $6,7^{\circ}\text{C}$) e seis concentrações de óleo (0%, 1%, 2%, 3%, 6% e 10% em massa).

A figura 1.17 mostra a variação do fluxo de calor versus o superaquecimento da parede para tubos lisos obtida por aqueles autores. A linha A-B representa a região de convecção natural. O ponto B corresponde ao início de formação de bolhas (ponto ONB). Pode ser observado que a transição para ebulição nucleada acontece mais rapidamente (ou com menor superaquecimento) para o caso do refrigerante-puro do que para o caso em que se tem 10% do óleo. As linhas D-C-E e D'-C'-E representam o regime de ebulição plenamente desenvolvida obtida a partir de redução no fluxo de calor.

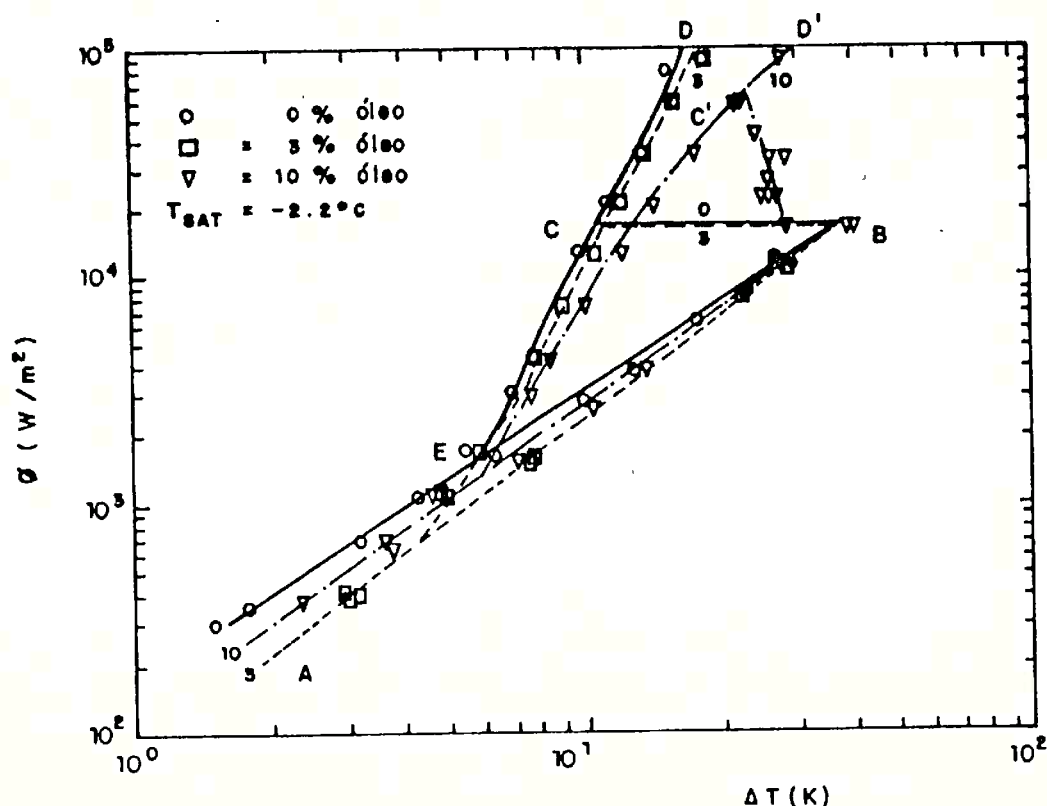


Figura 1.17 Ebulição de misturas R114-óleo obtidas em tubos lisos

A figura 1.18 mostra a variação do fluxo de calor versus superaquecimento da superfície para tubo poroso.

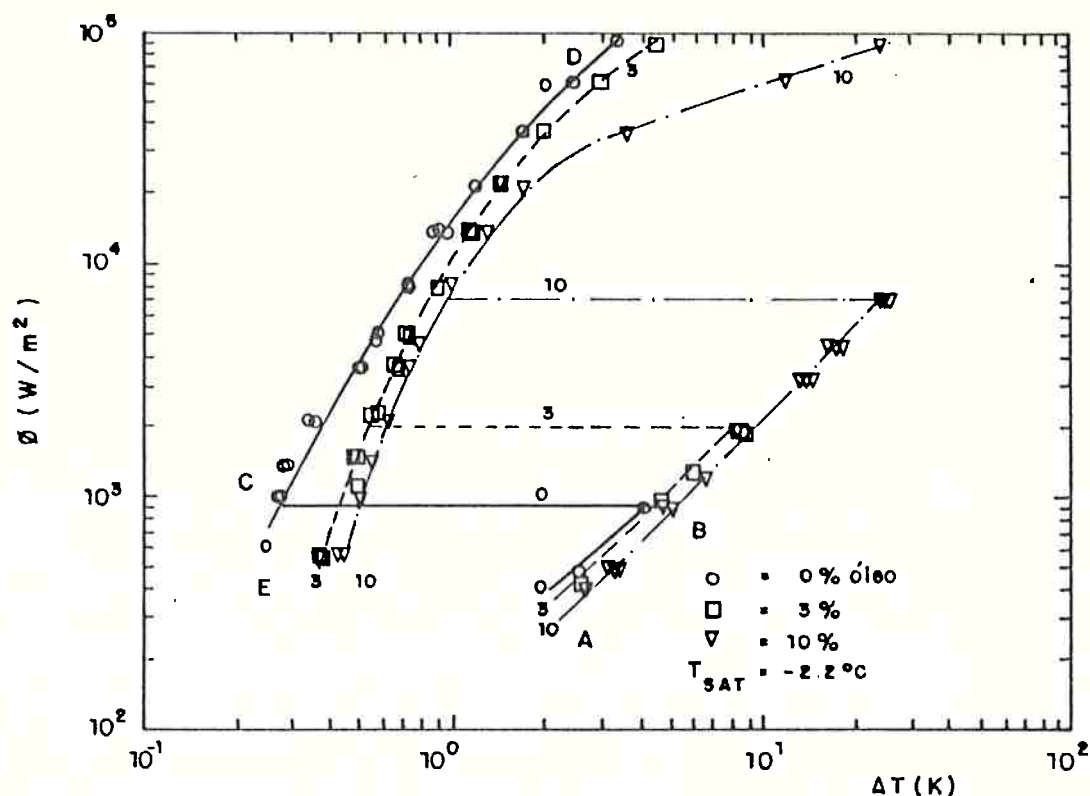


Figura 1.18 Ebulição de misturas R114-óleo obtidas em tubo poroso [22]

Segundo os autores, o ponto de início de formação de bolhas para este tubo ocorre em fluxos de calor e superaquecimentos menores quando comparados ao tubo liso. A presença do óleo retarda consideravelmente o início de formação de bolhas em tubos porosos enquanto que este retardamento é pequeno nos tubos lisos.

Na região de ebulição plenamente desenvolvida observa-se um superaquecimento menor para tubos rugosos em relação aos lisos, para um mesmo fluxo de calor, o que implica numa melhor transferência de calor. A esse respeito foram observados coeficientes de transferência de calor em tubos porosos 10 vezes superiores àqueles dos tubos lisos.

1.4 Considerações Finais

O que se observa nos trabalhos descritos no item anterior são inúmeras discrepâncias de resultados e uma grande diversidade de interpretação do fenômeno.

Quanto às montagens experimentais, os autores normalmente se utilizam de uma cuba de ebulição, e os testes são realizados com superfícies aquecidas eletricamente. As diferenças ficam por conta da superfície de aquecimento (cilíndricas, superfícies planas ou fios finos). Também existem divergências quanto ao modo de instalação dos termopares que medem a temperatura nesta superfície.

As propriedades físicas e de transporte usadas na maioria dos trabalhos referem-se ao refrigerante puro, a não ser os trabalhos desenvolvidos nesta década onde se constata uma maior preocupação na determinação adequada das propriedades da mistura.

Poucos são os trabalhos que apresentam resultados experimentais onde se possa identificar inequivocamente os regimes de ebulição, com ênfase para a região de transição entre convecção natural e ebulição plenamente desenvolvida.

Alguns autores mencionam efeitos de histerese na curva de ebulição das misturas, porém não é oferecida uma explicação adequada para a ocorrência de tal efeito.

Os efeitos da viscosidade e tensão superficial da mistura no coeficiente de transferência de calor merecem atenção especial, e em diversos trabalhos foram discutidos em profundidade.

Outra questão polêmica identificada está mencionada com a transferência de calor em baixas concentrações de óleo na mistura (menores que 3%), porquanto que, alguns autores [3,5] afirmam que a mesma aumenta e outros [20] que a presença do óleo em qualquer concentração sempre reduz a transferência de calor.

Os modelos para estimativa do coeficiente de transferência de calor apresentados produzem erros que variam de 20 a 35%, o que estimula novas investigações para correlacionar os resultados experimentais que minimizem o erro.

1.5 Objetivos do Trabalho

O presente trabalho tem por objetivo geral a verificação do efeito do óleo diluído no refrigerante sobre sua curva de ebulição. Para tanto serão apresentados resultados sobre a ebulição de misturas R11-óleo, R113-óleo e R114-óleo, obtidos experimentalmente. Apesar das experiências não envolverem escoamento, os seus resultados poderiam ser diretamente aplicados a evaporadores do tipo inundado. Entretanto, alguns aspectos básicos sobre o mecanismo da ebulição nucleada deverão ser investigados, além do efeito do óleo, contando entre eles os seguintes:

- efeito de propriedades físicas e de transporte da mistura refrigerante-óleo na transferência de calor.
- investigação experimental do efeito do óleo na frequência de bolhas para região de ebulição plenamente desenvolvida.
- análise do efeito de histerese na curva de ebulição, observado por alguns pesquisadores.
- efeito de pressão sobre a curva de ebulição.
- efeito da pré-ebulição na curva de ebulição.
- comparação dos resultados para os distintos refrigerantes hlogena dos testados.
- adaptação da correlação de Rohsenow para o coeficiente de transferência de calor e comparação desta com outros modelos clássicos da literatura.
- desenvolvimento de um modelo simples para misturas refrigerante-óleo.

2 - MONTAGEM E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

2.1 Descrição da Seção de Testes

2.1.1 Fundamentos

O estudo da ebulição nucleada de fluidos em geral é realizado experimentalmente em dispositivos denominados cuba de ebulição. Na literatura tais processos são chamados de ebulição em piscina (pool - boiling). Nestes dispositivos o fluido à ser testado está contido em um recipiente (cuba) e é aquecido elêtricamente por resistências. O vapor gerado como resultado do aquecimento passa por uma unidade condensadora e retorna à cuba, o que permite manter constantes a pressão e temperatura, as quais foram prèviamente escolhidas.

Medindo-se a potência dissipada e as temperaturas da superfície de aquecimento e do banho, pode-se levantar a curva de ebulição do fluido.

2.1.2 Cuba, Condensador e Circuito Frigorífico

Os testes foram realizados em uma cuba de aço inoxidável SAE/ASME 304, de espessura de parede de 0,006 m, medindo 0,30 x 0,20 x 0,30 m. Instalaram-se duas janelas para observação e obtenção de fotos, em que a superfície foi feita com vidro plano temperado de 0,006 m de espessura. Essas janelas tiveram importância fundamental no desenvolvimento dos experimentos, pois possibilitaram a observação do fenômeno, tornando possível a determinação do início de ebulição, a transição para regime de ebulição plenamente desenvolvida, a distribuição de bolhas na superfície de aquecimento, a medida da frequência de bolhas e a leitura com precisão do nível de líquido contido na cuba.

Como os refrigerantes testados (R11, R113 e R114) atacam quimicamente os materiais plásticos e os elastômeros [23], o que foi confirmado em testes preliminares, optou-se pelo uso de vidros temperados nas janelas, os quais suportam muito bem à pressões de até 3 atmosferas sem apresentar sinais de degradação. Duas molduras (retangular e circular) onde foram feitos rebaixos para encaixe dos vidros foram soldadas no contorno dos orifícios das janelas. Outra peça pressionava o vidro contra uma junta de amianto interna e outra de borracha externa, sendo o aperto feito por parafusos.

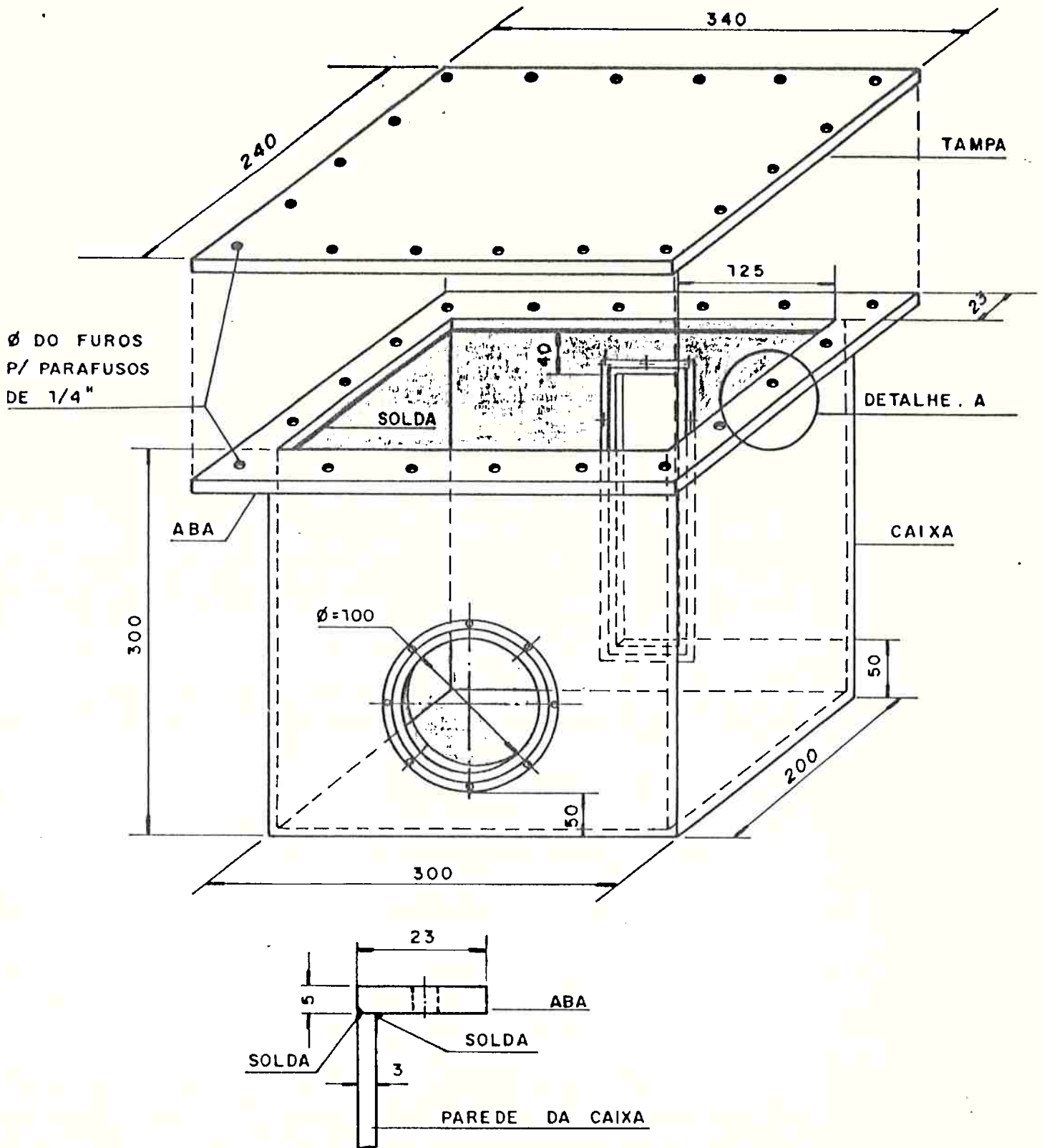
Uma tampa do mesmo material da cuba dotada de parafusos uniformemente distribuídos pressiona uma junta de borracha especial anti-solventes (acrilonitrila), proporcionando condições de estanqueidade à cuba à distintas pressões.

As figuras 2.1, 2.2.1, 2.2.2, 2.2.3 e 2.2.4 mostram detalhes e dimensões da cuba, tampa e janelas.

Dois tubos de cobre de 0,0127 (vapor) e 0,00952 m (condensado) de diâmetro, respectivamente, comunicam a cuba a um condensador cilíndrico de aço inox 304 de 0,15 m de diâmetro e 0,50 m de altura, no qual uma serpentina helicoidal em cobre de 0,00952 m de diâmetro, proporciona a condensação do vapor.

Nos testes realizados com misturas R11-óleo e R113-óleo, a condensação foi realizada com água da rede, que no período de testes sempre se manteve a temperaturas abaixo da temperatura de saturação do R11 ou R113 à pressão atmosférica. Para os testes com misturas R114-óleo foi necessário o uso de um circuito frigorífico para poder condensar o refrigerante que à pressão atmosférica apresenta uma temperatura de saturação de $3,7^{\circ}\text{C}$.

Como no início de cada teste com R114, a quantidade de calor fornecida pela resistência ao fluido ainda era pequena, o que ocorria era uma situação de excesso de capacidade de resfriamento pelo cir-



DETALHE . A. SOLDA DA ABA NA CAIXA
 MEDIDAS EM mm

Figura 2.1 Detalhes da aba, tampa e solda da aba na caixa

" DETALHES DA JANELA CIRCULAR "

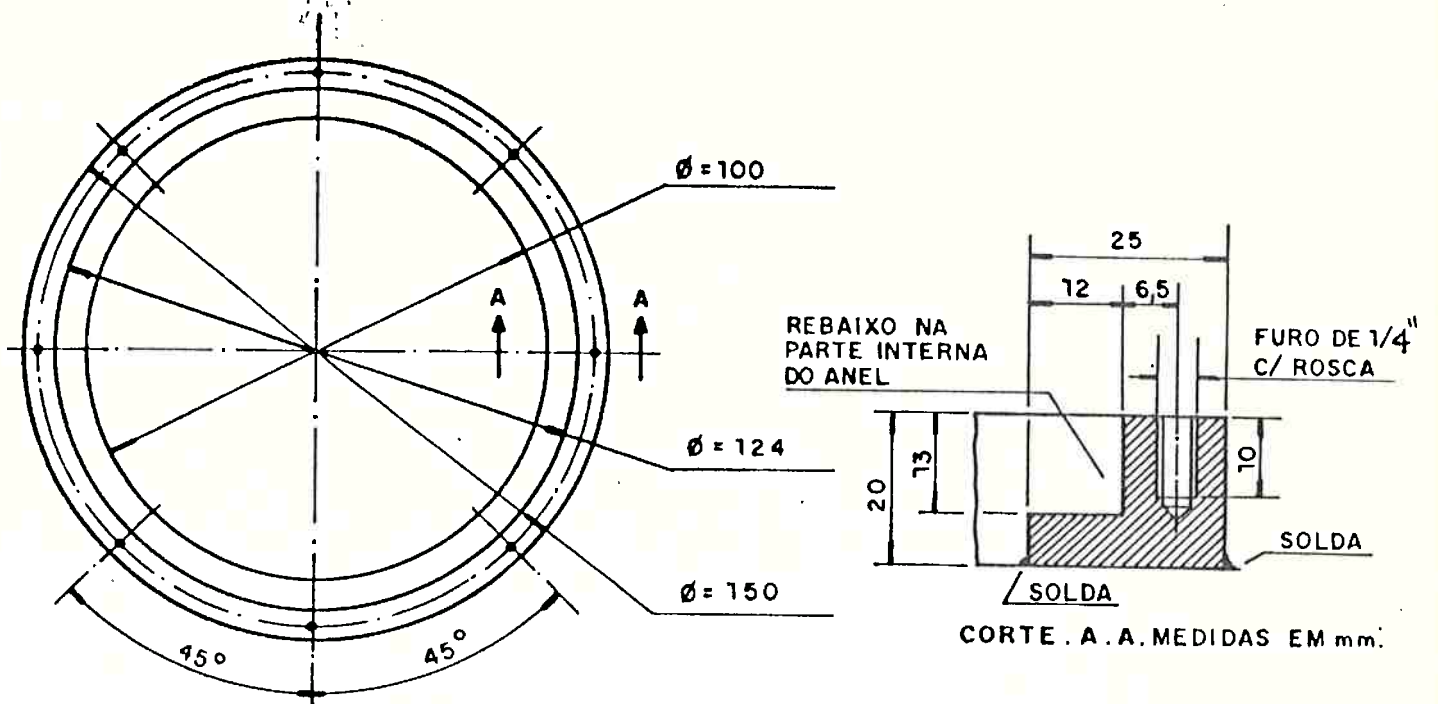


Figura 2.2.1 Moldura da janela circular

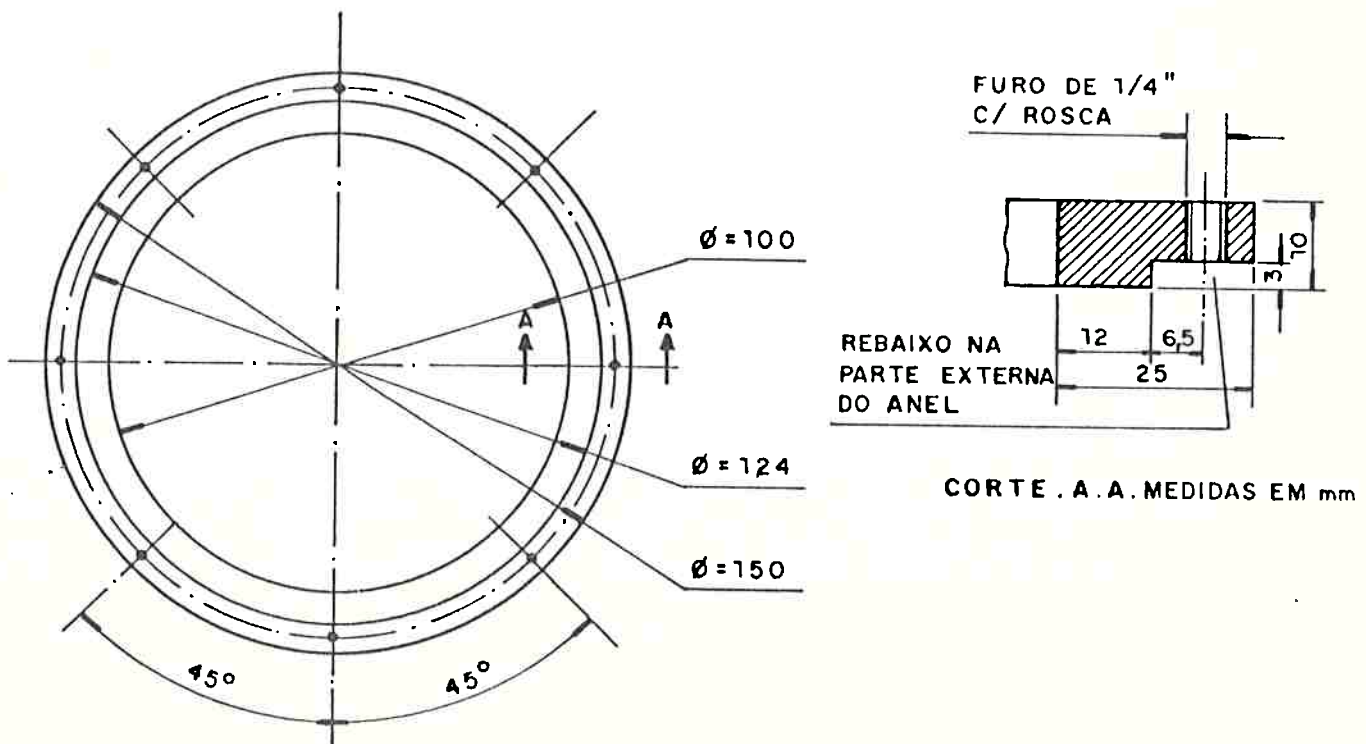
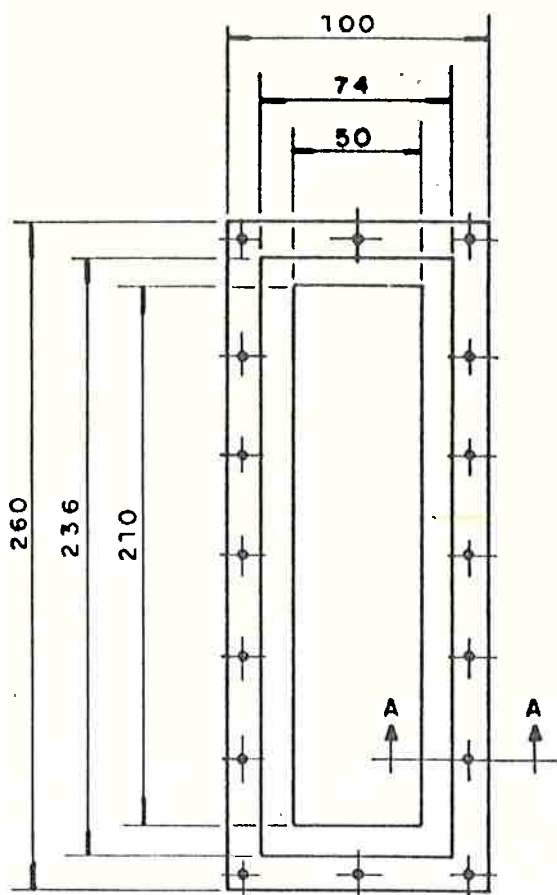


Figura 2.2.2 Peça de aperto



MOLDURA POSTIÇA À SER SOLDADA

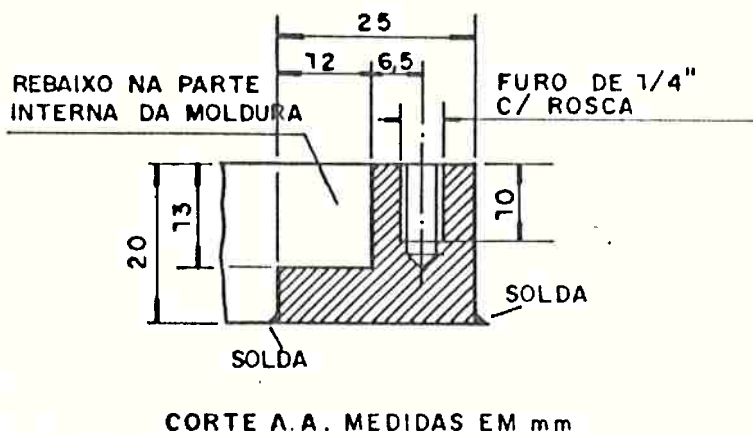
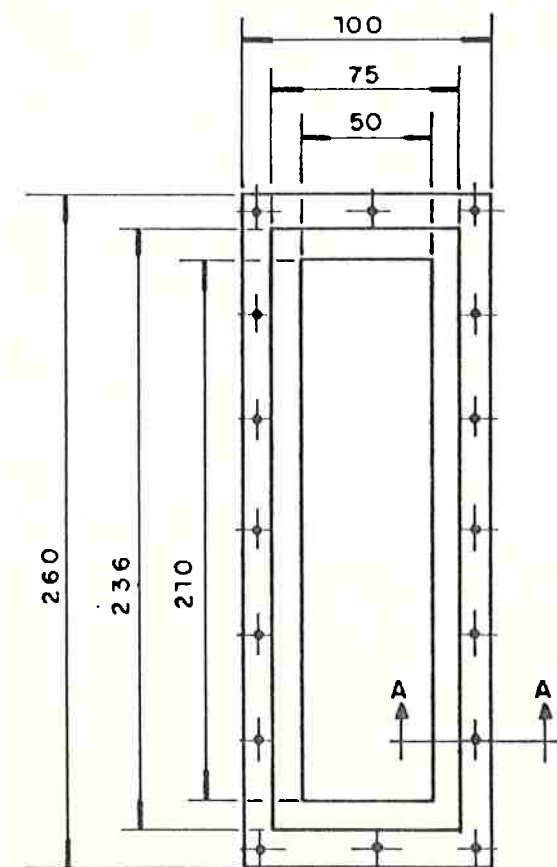


Figura 2.2.3 Moldura da janela retangular



PEÇA DE APERTO

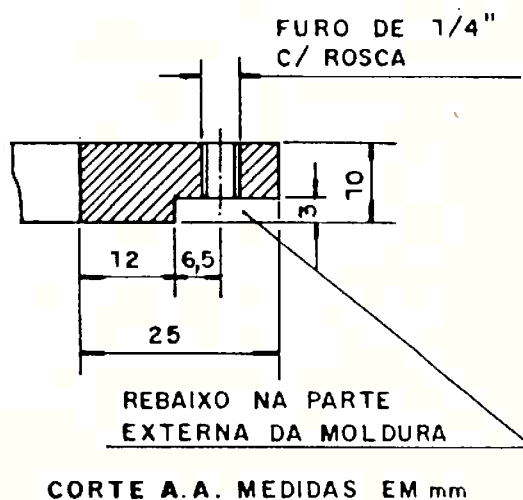


Figura 2.2.4 Peça de aperto

cuito frigorífico, e que provocava uma diminuição na temperatura do banho, situação indesejável nos testes, pois os mesmos devem ser realizados à temperatura de saturação constante. Esse problema foi resolvido pela instalação de uma serpentina adicional entre a saída do condensador da seção de testes e a entrada do compressor do sistema frigorífico, aumentando desta forma a carga do sistema. Um pequeno ventilador aspirava ar ambiente através daquela serpentina, e um controle fino sobre a área de troca de calor foi possível pela utilização de um encasulamento de isopor que podia ser movimentado por uma guia entre o ventilador e a serpentina, variando desta maneira, a área de troca e conseqüentemente alterando a carga do sistema conforme fosse necessário.

As figuras 2.3 e 2.4, e as fotos A1 e A2 mostram o arranjo experimental para o caso da condensação à água da rede e para condensação utilizando o sistema frigorífico, respectivamente.

A cuba foi isolada térmicamente pelo revestimento de suas paredes com placas de isopor de 0,05 m de espessura. O isolamento do condensador foi feito com lã de vidro de espessura 0,05 m, e os tubos comunicantes, com borracha expandida apropriada. Sobre a superfície externa de todo o isolamento, aplicaram-se várias demãos de massa asfáltica, com o que se obteve uma excelente impermeabilidade, evitando a migração de vapor d'água e sua condensação junto às superfícies frias (o que poderia ocorrer quando operando com o R114, por exemplo).

2.1.3 Superfície de Aquecimento

O aquecimento do fluido na cuba é, geralmente, realizado através de resistência elétrica. A geometria da superfície de aquecimento é bastante variável nos trabalhos sobre ebulição em piscina encontra

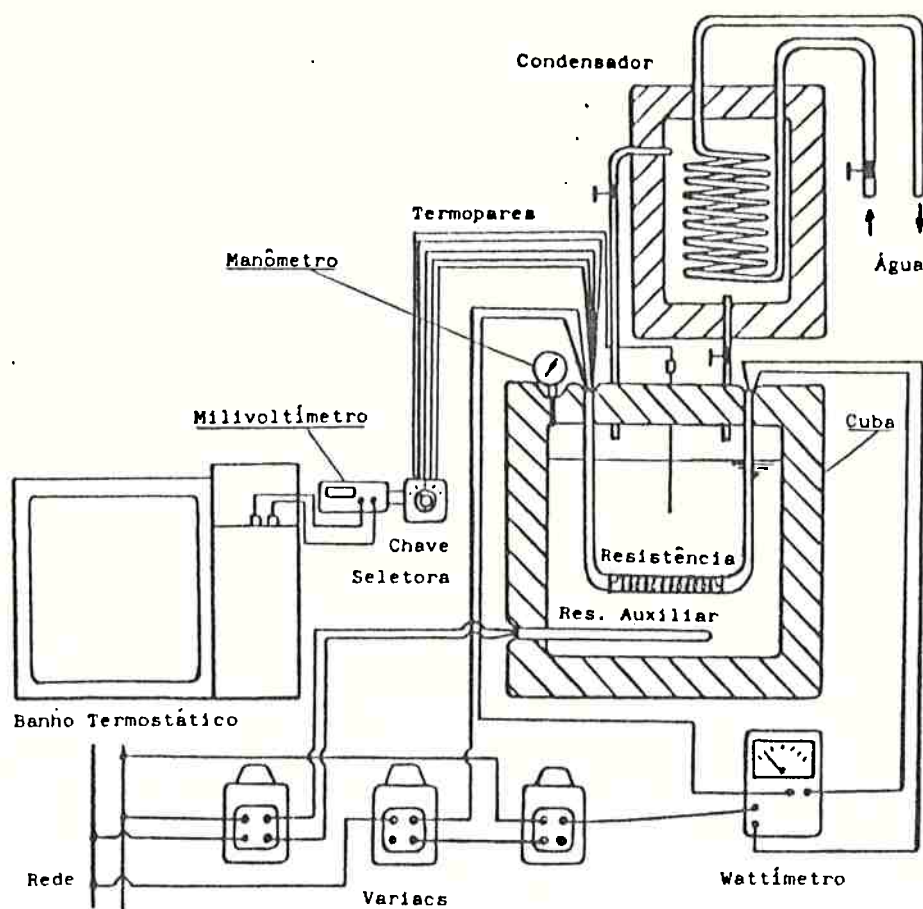


Figura 2.3 Diagrama esquemático do circuito experimental para o caso de condensação com água da rede

dos na literatura, dependendo dos objetivos do autor. Destacam-se os testes realizados com fios finos, de placas retangulares ou circulares e de tubos cilíndricos.

No presente trabalho a superfície aquecida usada foi um cilindro de latão de 0,10 m de comprimento, 0,0142 m de diâmetro externo e 0,0070 m de espessura de parede. Uma resistência, do tipo cartucho, instalada no interior do tubo de latão forneceu o aquecimento necessário. Nesta resistência o elemento de aquecimento está instalado em ranhuras igualmente espaçadas num núcleo cerâmico, permitindo uma distribuição de calor uniforme ao longo da resistência. Com esta montagem podia-se obter densidades de potência de até 250 kW/m^2 .

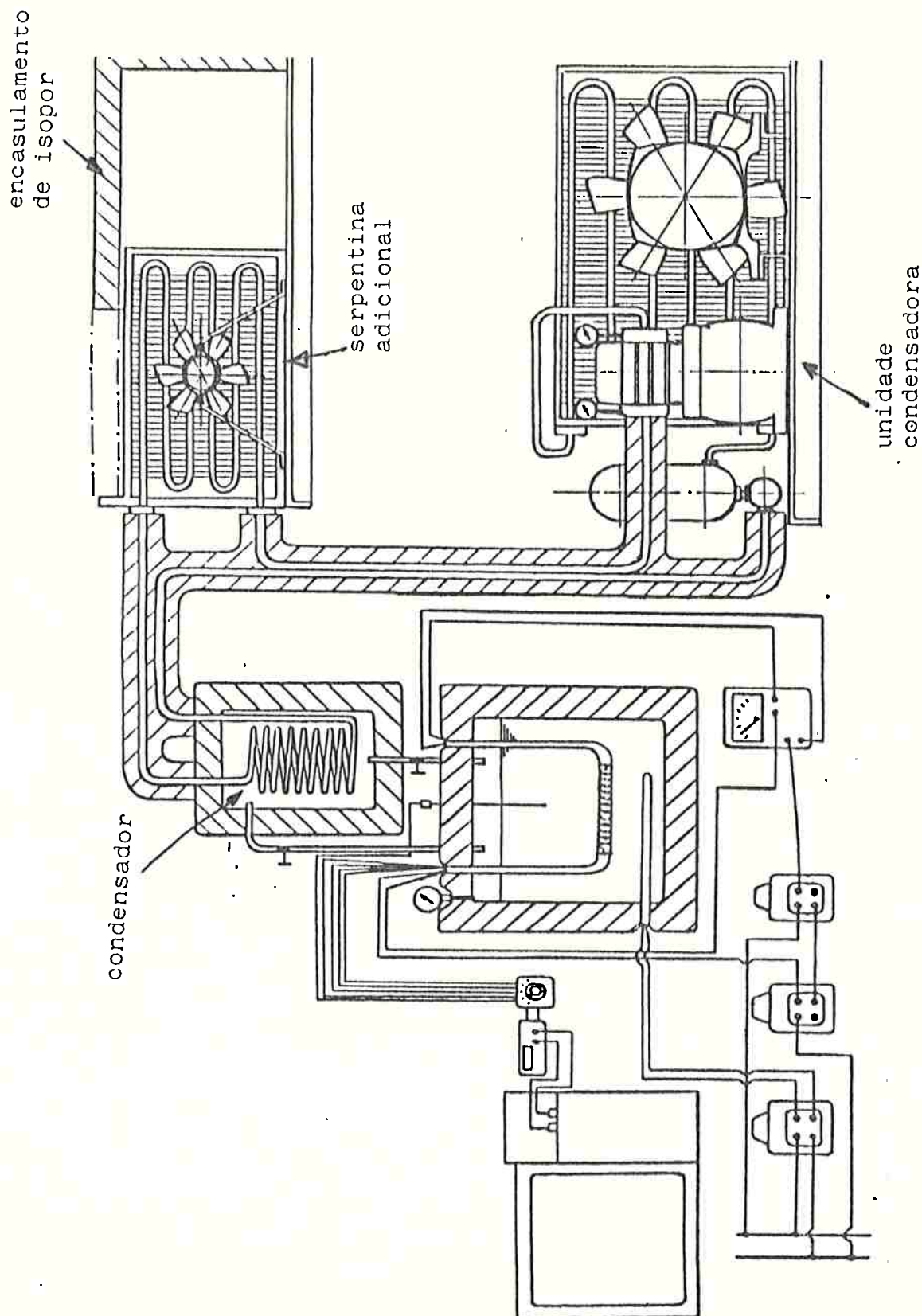


Figura 2.4 Diagrama esquemático do circuito experimental para o caso de condensação utilizando o circuito frigorífico

As extremidades do cilindro foram soldadas às duas hastes cilíndricas verticais de cobre, de diâmetro igual ao da resistência, pelo interior das quais passavam os fios de alimentação da resistência e dos termopares instalados na superfície de aquecimento. O conjunto, hastes e resistência, foi fixado à tampa da cuba por "nipples" de latão, como ilustrado na figura 2.5.

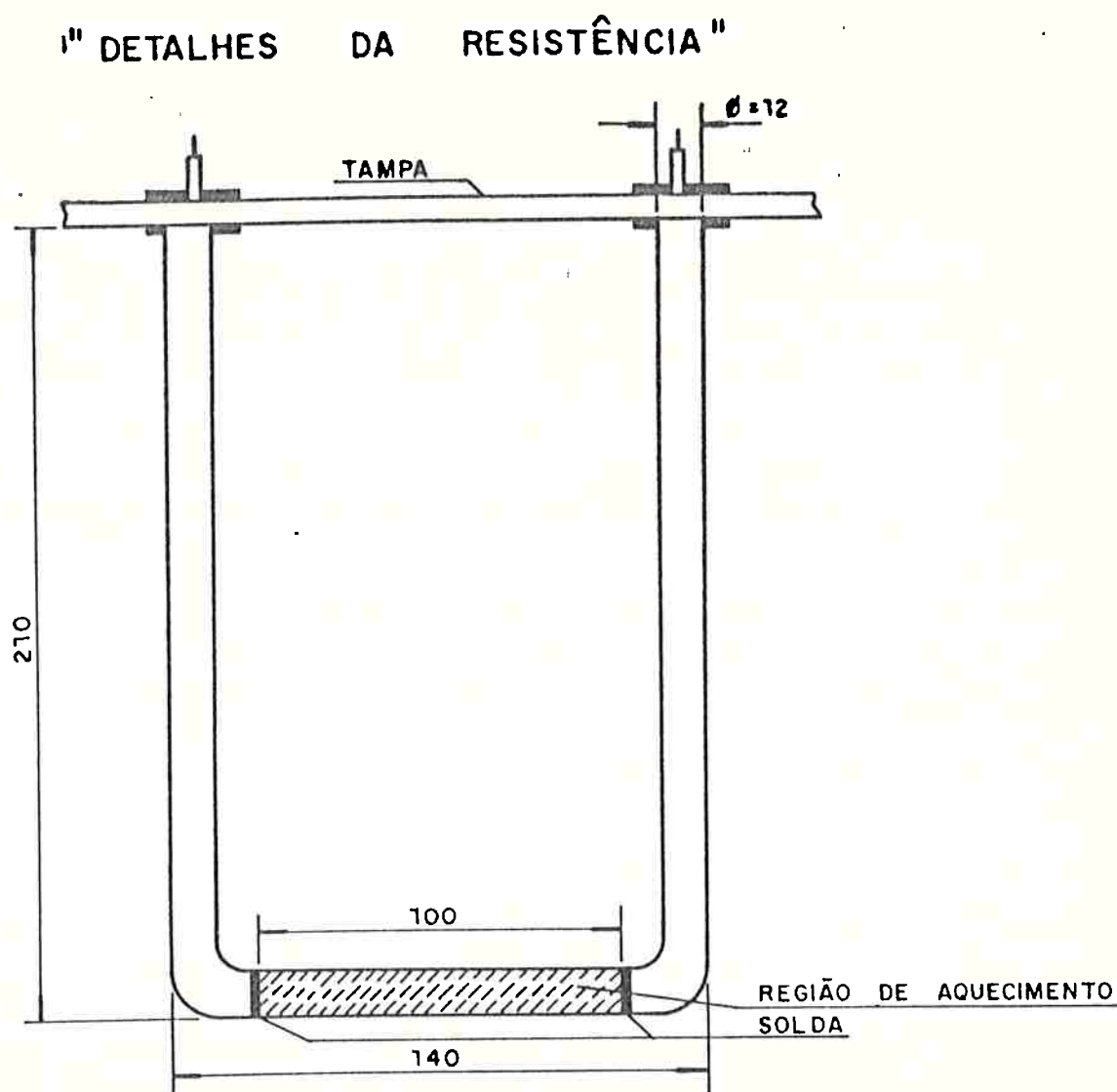


Figura 2.5 Dimensões da resistência e das hastes suportes

Uma resistência auxiliar de potência igual à 1 kW, instalada horizontalmente, à 0,02 m do fundo da cuba possibilitava um pré-aqueci-

mento do banho até a temperatura de saturação desejada.

As temperaturas na superfície de aquecimento foram obtidas através de 4 termopares instalados em orifícios longitudinais, como ilustrado na Figura 2.6, com o que foi possível obter a temperatura superficial média ao longo do cilindro, como sugerem Chyu e Bergles [24].

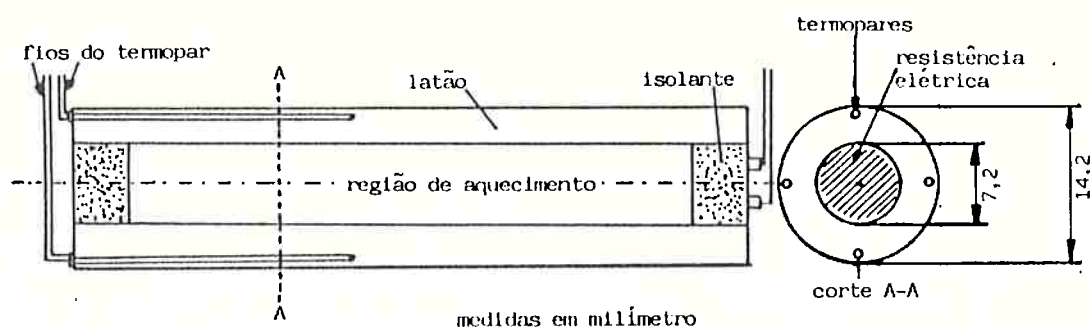


Figura 2.6 Detalhe da resistência de aquecimento e da disposição dos termopares

2.1.4 Instrumentação Utilizada nos Testes

O acionamento de válvulas instaladas nas linhas de vapor, condensado e da água (nos testes com R11 e R113) permitiam controlar a pressão, com o que a temperatura do banho podia ser estabelecida. No caso dos testes com o R114 esse controle era feito pelas válvulas das linhas de vapor e condensado, e ainda pela pressão de condensação do refrigerante (R12) do circuito frigorífico.

O controle da potência elétrica fornecida à resistência de testes foi feita por dois "Variacs", ao passo que um terceiro controlava a potência elétrica à resistência auxiliar, utilizada para o pré-aquecimento das misturas, conforme indicado nas figuras 2.3 e 2.4. Um wattímetro (marca HB-Brasil), de precisão de 0,5 watt, devidamente calibrado, media a energia fornecida ao fluido pela resistência.

A pressão do sistema foi obtida por um manovacuômetro (marca Engro) com precisão de $0,05 \text{ kgf/cm}^2$, instalado na tampa da cuba.

A temperatura do banho foi tomada por um termopar (marca Ecil), blindado, em aço inox e instalado à $0,10 \text{ m}$ de distância da resistência de testes.

Os termopares usados na experiência foram calibrados no Laboratório de Termometria do I.P.T. (São Paulo), e os resultados tabelados em termos de temperatura ($^{\circ}\text{C}$) versus força eletromotriz (μV). Os resultados para 60 pontos experimentais, cobrindo toda a faixa de temperaturas obtidas nos testes (de 1 à 90°C), foram correlacionados por um polinômio de 3ª ordem, obtendo-se a seguinte equação:

$$Y = [(8,500708 \times 10^{-3}) + (0,0259187 \times X) + (-7,3754932 \times 10^{-7}) \times X^2 + (3,4362342 \times 10^{-11}) \times X^3] \quad (2.1)$$

onde: $Y = ^{\circ}\text{C}$ e $X = \mu\text{V}$

fator de correlação (r) = $0,983$

desvio médio padrão (σ) = $0,027$

Os pontos de temperatura eram selecionados pelo uso de uma chave seletora (marca Engro) para 10 canais e a força eletromotriz lida em um milivoltímetro (marca Fluke) com leitura de 4,5 dígitos. Um banho termostático (marca Lauda K-2/R) fornecia a temperatura de referência para os termopares com uma precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$.

O volume de refrigerante puro ou das misturas com óleo, eram obtidos diretamente de uma régua graduada de 100 em 100 ml e fixada na janela retangular da cuba.

No circuito frigorífico, um pressostato com controle manual, permitia que se estabelecesse uma maior ou menor temperatura de condensação de vapor de R114. Esse sistema é dotado de dois indicadores de

pressão e temperatura, instalados na entrada e saída do compressor, respectivamente.

2.2 Procedimentos nos Testes

2.2.1 Limpeza do Equipamento

Antes de se carregar o sistema (cuba + condensador) com refrigerante efetuava-se uma minuciosa limpeza do mesmo. A cuba onde o refrigerante ou a mistura refrigerante-óleo se apresentaria no estado de líquido saturado, era desconectada da estrutura que suporta toda a seção de testes e colocada em um tanque contendo água e detergente. Depois de algumas horas, a cuba era esvaziada e borrifada com água quente e detergente e enxaguava-se com R11 puro. Uma secagem com jato de ar completava a limpeza, proporcionando desta maneira uma remoção completa de resíduos de óleo ou sujeira. O mesmo procedimento era realizado para limpeza da tampa da cuba e da resistência de testes.

2.2.2 Carga de Refrigerante e Óleo

O primeiro passo para a carga de refrigerante, era evacuar o sistema com o auxílio de uma bomba de vácuo. Este procedimento permitia que além da retirada de ar úmido da seção, também fossem verificados possíveis vazamentos pelas juntas ou conexões.

Utilizou-se frequentemente a técnica de imersão do cilindro de refrigerante em um recipiente com água aquecida por resistências elétricas, que favorece o procedimento de carga pelo aumento da pressão.

Um tubo de cobre de 3/8" fazia a ligação entre a válvula do cilindro e uma "válvula Schrader" instalada no topo do condensador. O vapor de refrigerante era condensado e escorria para a cuba gradativa

mente. O volume inicial de refrigerante na cuba (líquido) foi mantido em torno de $0,011 \text{ m}^3$ à pressão atmosférica, para os três refrigerantes testados.

Depois que a carga de refrigerante era completada, procedia-se a outro teste de vazamentos, desta vez utilizando-se de uma lamparina à álcool (marca Danphos), o qual produz uma chama azulada quando a combustão é realizada com ar ambiente, e uma chama esverdeada na presença de gases halogenados.

A carga de óleo era feita por uma válvula conectada a um funil instalado na tampa da cuba. Normalmente esse óleo escorria por gravidade, pois a pressão no interior da cuba era ligeiramente menor que a atmosférica como consequência da evacuação inicial. Em alguns testes utilizou-se uma seringa (capacidade de 250 ml), com a qual o óleo era injetado na cuba. O volume de óleo necessário para se obter uma determinada concentração era medido em uma proveta de 100 ml, com divisões de 1 ml.

A foto A3 mostra a disposição dos equipamentos durante uma carga de refrigerante. Observe-se também, o funil e a válvula por onde era carregado o óleo.

2.2.3 Rotina de tomada dos dados

Após a carga do refrigerante, acionava-se o banho termostático, a fim de que fosse atingida a temperatura de referência para os termopares. Essa temperatura foi fixada em 8°C , e não 0°C como normalmente, a fim de evitar a condensação de água no circuito de refrigeração do banho. Vale ressaltar que esse banho termostático utiliza uma solução de água (50%) e metanol (50%) como fluido de trabalho, e que possui um dispositivo de controle de temperatura que proporciona variações de no máximo $0,1^{\circ}\text{C}$.

À seguir era ligada a resistência auxiliar, elevando-se a temperatura do refrigerante, de modo a atingir uma pressão monométrica de 1,5 atmosfera. Efetuava-se, então, uma purga pela válvula Shrader, a fim de eliminar ar que pudesse estar misturado ao vapor do refrigerante. Essa purga era feita rapidamente, não vindo a alterar o nível de líquido, que era conferido depois que a temperatura de saturação à pressão atmosférica fosse atingida. Esta temperatura era obtida pelo controle do fluxo de vapor e condensado, e também pelo controle da vazão d'água no condensador (R11 e R113) ou pela pressão de condensação do circuito frigorífico (no caso do R114).

Isto feito, o aquecedor auxiliar era desligado, e iniciava-se o fornecimento de energia a resistência de testes pelo acionamento dos "Variacs". A energia fornecida era gradualmente aumentada em incrementos de 5 kW/m² até um máximo de 65 kW/m² para os testes com R11 e 120 kW/m² para os testes com R113 e R114, e depois reduzida até o menor patamar.

A cada nível de potência aguardava-se (\pm 10 min.) para permitir que o sistema entrasse em regime e, então, efetuavam-se as leituras da potência, milivoltagem do termopar do banho e dos termopares da superfície de aquecimento, da pressão e ainda da frequência de bolhas (que será detalhada na seção 2.4). Essa sequência era repetida três vezes, com intervalos, no intuito de se observar a repetibilidade dos resultados obtidos.

Depois que as três rodadas usando os refrigerantes puros eram completadas adicionava-se óleo de lubrificação de compressores frigoríficos (Polar Oil Atlantic), numa quantidade previamente calculada para que a massa de óleo representasse 1% da massa total da mistura. Isto feito, variava-se novamente a potência elétrica fornecida e repetia-se a rotina anteriormente descrita para os refrigerantes puros. Testaram-se misturas com 1,3,5,7,10 e 20% de óleo.

A concentração de óleo (C) na base massa é definida como sendo:

$$C = \frac{m_o}{m_o + m_l} \quad (2.2)$$

como $m_o = \rho_o V_o$ e $m_l = \rho_l V_l$, tem-se:

$$C = \frac{\rho_o V_o}{\rho_o V_o + \rho_l V_l}$$

$$\text{ou } V_o = \frac{C}{(1 - C)} \cdot \left(\frac{\rho_l \times V_l}{\rho_o} \right) \quad (2.3)$$

A Eq. (2.3) acima, foi utilizada para determinação do volume de óleo à ser adicionado ao refrigerante para se obter determinada concentração. As propriedades foram estimadas à temperatura de saturação utilizada nos testes (como será detalhada na seção 2.3), indicadas na tabela 2.1.

Tabela 2.1 Valores para aplicação da equação(2.3)

Refrigerante	R11	R113	R114
Propriedade			
T_{sat} ($^{\circ}C$)	30,7	47,5	6,0
ρ_l (kg/m^3)	1461,7	1507,5	1,494,5
ρ_o (kg/m^3)	836,7	824,1	855,7
V_l (m^3)	0,011	0,011	0,011

Pela aplicação na Eq. (2.3), obtém-se:

Tabela 2.2 Volume de óleo para diversas concentrações

C	R11	R113	R114
	V _o (ml)	V _o (ml)	V _o (ml)
0,01	194	203	201
0,03	595	622	620
0,05	1011	1059	1046
0,07	1446	1514	1491
0,10	2135	2236	2193
0,20	4803	5030	4917

2.3 Propriedades do Óleo usado nos Testes

O óleo usado nos testes foi o Polar-Oil da Atlantic, que é um óleo comercial muito utilizado como lubrificante de compressores em sistemas frigoríficos. Na literatura [20] os óleos são classificados de acordo com sua viscosidade, podendo pertencer a classes denominadas de 3GS, 4GS, 5GS e outras. No intuito de definir a classe do óleo utilizado nos testes, optou-se por realizar testes experimentais para determinar a viscosidade e a densidade do mesmo. A seguir discutiremos o procedimento e representaremos os resultados desses testes.

2.3.1 Determinação Experimental da Densidade do Óleo

Para determinação da densidade do óleo (função da temperatura) utilizou-se uma balança analítica marca VOLAND (modelo 100R), com capacidade de 200 gramas e com sensibilidade de 0,1 mg. e de uma proveta de precisão com capacidade de 10 ml graduada de 0,1 em 0,1 ml.

O procedimento nos testes era o seguinte: pesava-se a proveta vazia (devidamente lavada e seca) estimando sua tara inicial à temperatura ambiente; colocava-se, então, um volume de óleo e pesava-se esta quantidade mantida a determinada temperatura. A temperatura do óleo era alterada em patamares convenientes pela imersão da proveta em um banho termostático, e o procedimento de pesagem repetia-se. Assim, sendo, mantendo-se a massa de óleo constante e variando-se a temperatura, podia-se observar a variação de volume do mesmo.

Mediu-se a variação do volume para cinco temperaturas diferentes, procurando cobrir a faixa de temperaturas de operação nas experiências.

O levantamento foi repetido 6 vezes por duas pessoas, e os resultados médios obtidos foram:

- Tara inicial da proveta: 31,5340 g à temp. de 19°C
- Volume inicial de óleo: 7,0 ml à 19°C
- Massa à 19°C : 37,4635 g

portanto a massa de óleo é $(37,4635 - 31,5340) = 5,9295$ g, que se manteve constante nos testes.

A densidade foi calculada pela equação.

$$\rho = \frac{5,9295}{V} \quad (2.4)$$

e os resultados são mostrados na tabela 2.3.

Fazendo-se uma regressão linear da temperatura com a densidade obteve-se a correlação abaixo:

$$\rho_o = (-7,6253919 \times 10^{-4} \times T_{sat} + 0,86032367) \times 1000 \quad (2.5)$$

com:

desvio padrão (σ) = $1,3416 \times 10^{-3}$

T_{sat} em $^{\circ}\text{C}$

ρ_o em kg/m^3

Tabela 2.3 Densidade do óleo obtida experimentalmente

VOLUME (ml ou cm^3)	TEMPERATURA ($^{\circ}\text{C}$)	DENSIDADE (g/cm^3)
$7,10 \pm 0,05$	$30,0 \pm 0,1$	0,8351
$7,15 \pm 0,05$	$40,0 \pm 0,1$	0,8293
$6,95 \pm 0,05$	$10,0 \pm 0,1$	0,8531
$7,00 \pm 0,05$	$19,0 \pm 0,1$	0,8470
$7,20 \pm 0,05$	$50,0 \pm 0,1$	0,8235

A figura 2.7 mostra a reta obtida pela Eq. (2.5) e os pontos experimentais.

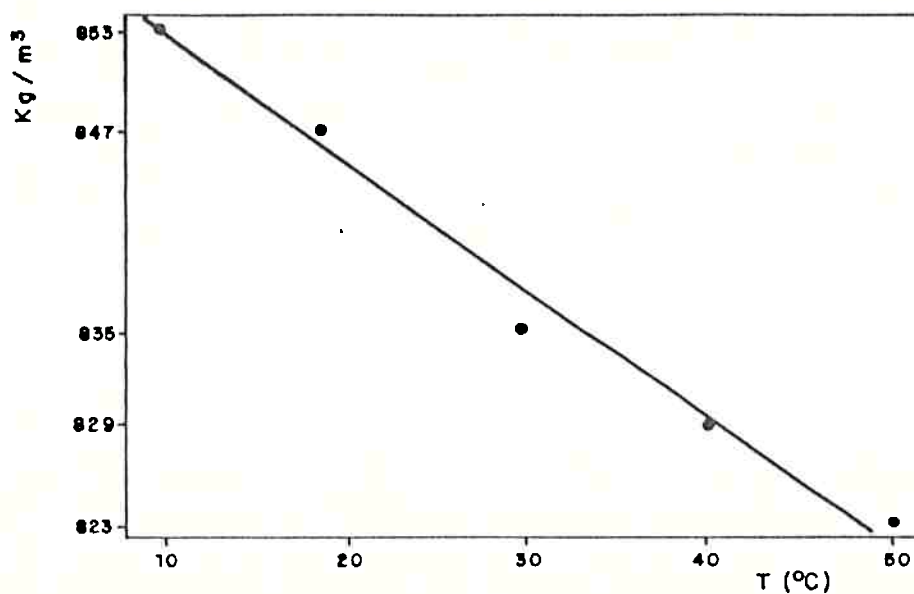


Figura 2.7 Densidade do óleo usado nos testes

2.3.2 Determinação Experimental da Viscosidade do Óleo

Para a determinação experimental da viscosidade do óleo utilizou-se de um viscosímetro marca VEB MLW, tipo B3, do tipo de queda de esfera, que segue a norma TEL 29 202/03 ou DIN 53 015 (D.R.P. nº 644 312). A viscosidade é obtida pelo tempo de queda de uma esfera em um meio líquido contido em um cilindro inclinado de 10° em relação à vertical. O viscosímetro B3 oferece vantagens, especialmente de vido a possibilidade de controle fino da temperatura da substância examinada, bem como ao fechamento hermético, o que evita evaporação da substância ou formação de película junto a superfície interna do vidro.

O tubo cilíndrico que contém o líquido de testes está imerso em um banho d'água, o que permitiu que se levantasse a variação da viscosidade dinâmica com a temperatura, utilizando-se banho o termostático descrito na seção 2.1.4. A seleção da esfera para medição da viscosidade dinâmica de determinado fluido é baseada no tempo de queda mínimo, que está tabelado no manual do instrumento e permite uma escolha adequada que proporcione tolerâncias mínimas nos valores medidos.

O tempo de queda da esfera, entre as marcas anulares contidas no tubo cilíndrico, foi medido com um cronômetro de precisão cuja graduação era de 1/100 segundos.

Para calcular a viscosidade dinâmica do óleo utilizou-se a equação sugerida pelo fabricante do equipamento:

$$\mu_0 = t (\rho_1 - \rho_0) K \quad (2.6)$$

onde

μ_0 é a viscosidade dinâmica do óleo (m Pa.s)

- ρ_1 densidade da esfera (g/cm^3)
 ρ_o densidade do óleo à temperatura de medição (g/cm^3)
 t tempo de queda da esfera (s)
 K constante da esfera ($\text{m Pa cm}^3 \text{ g}^{-1}$)

Para o presente caso, em que a esfera utilizada foi a de nº 3, tem-se:

$$\rho_1 = 8,143 \text{ g/cm}^3$$

$$K = 0,120215 \text{ m Pa cm}^3 \text{ g}^{-1}$$

e a Eq. (2.6) fica:

$$\mu_o = t (8,143 - \rho_o) 0,120215 \quad (2.7)$$

Os testes foram repetidos 4 vezes para cada temperatura do óleo, e os resultados dos tempos médios de queda da esfera estão na tabela 2.5, onde a densidade do óleo foi calculada pela Eq. (2.5) e sua viscosidade pela Eq. (2.7).

Tabela 2.5 Viscosidade dinâmica do óleo obtida experimentalmente

Nº EXP.	T banho (°C)	tempo de queda (s)	densidade (g/cm^3)	viscosidade (m Pa.s)
1	10,0 ± 0,1	240,3	0,8531	210,6 ± 1,0
2	15,1 ± 0,1	167,4	0,8495	146,7 ± 1,0
3	20,0 ± 0,1	120,7	0,846	105,8 ± 1,0
4	25,0 ± 0,1	88,3	0,8405	77,5 ± 1,0
5	30,0 ± 0,1	66,7	0,8351	58,6 ± 1,0
6	35,0 ± 0,1	51,3	0,8322	45,0 ± 1,0
7	40,0 ± 0,1	40,1	0,8293	35,3 ± 1,0

Os resultados da tabela anterior foram correlacionados, obtendo-se a seguinte expressão:

$$\mu_o = [360,120118 \times e^{(-0,0594720513 \times T_{\text{sat}})}] \times 0,001 \quad (2.8)$$

com:

desvio padrão (σ) = 5,048

T_{sat} em $^{\circ}\text{C}$

μ_o em Ns/m^2

A figura 2.8 mostra a curva obtida a partir da Eq. (2.8) e os pontos experimentais

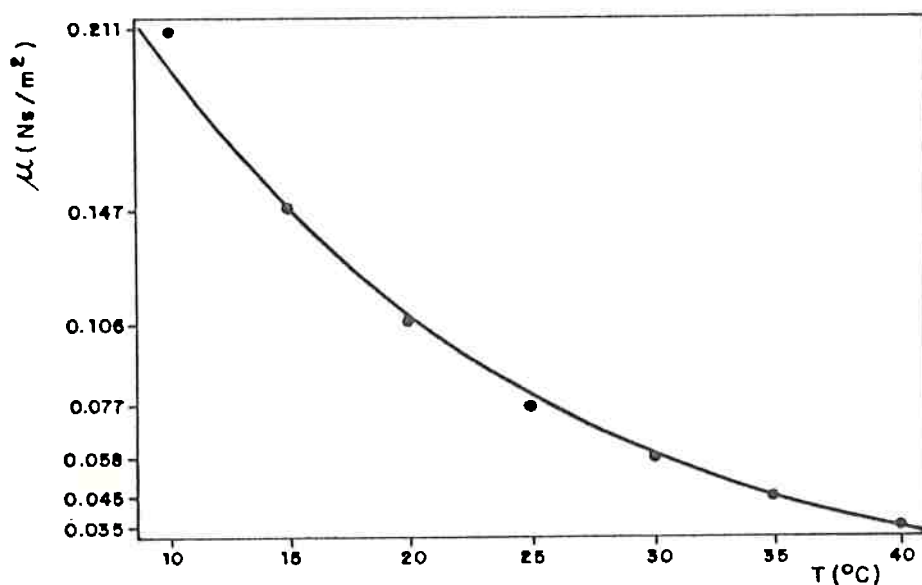


Figura 2.8 Viscosidade do óleo usado nos testes

Os resultados experimentais da densidade e viscosidade do óleo usado nos testes foram comparados aos de Jensen et alli [20], concluindo-se que o óleo é do tipo 3GS, o que determinou a utilização de dados experimentais obtidos por esses autores [35] para correlacionar as demais propriedades do óleo.

2.3.3 Tabelas de Propriedades

A fim de avaliar as variações das propriedades das misturas refrigerante-óleo em relação aos refrigerantes puros, apresentar-se-ão nas tabelas 2.6, 2.7 e 2.8 os resultados obtidos para as temperaturas de saturação dos testes, resultantes da aplicação das equações apresentadas no tópico B.3.1 do Apêndice B.

Tabela 2.6 Propriedades do R11 puro e com óleo

Refrigerante (Freon) = R11

Pressão de Saturação (kgf/cm²) = 1.3

Temperatura de Saturação (°C) = 30.7

% Óleo	Densidade kg/m ³	Cond.Ter. W/m.°C	Cal. Esp. J/kg.°C	Tens.Sup N/m	Viscosid. N.s/m ²	Prandtl
0	1462.19	0.0862	890.92	0.01765	0.000397	4.10
1	1451.34	0.0863	899.96	0.01853	0.000415	4.33
2	1440.66	0.0865	909.00	0.01889	0.000434	4.56
3	1430.13	0.0866	918.04	0.01917	0.000454	4.81
4	1419.76	0.0867	927.09	0.01941	0.000475	5.08
5	1409.53	0,0868	936.13	0.01961	0.000496	5.35
6	1399.45	0,0870	945.17	0.01980	0.000519	5.64
7	1389.52	0.0871	954.21	0.01997	0.000543	5.95
8	1379.72	0.0873	963.25	0.02013	0.000568	6.27
9	1370.06	0.0874	972.29	0.02029	0.000593	6.60
10	1360.54	0.0876	981.33	0.02043	0.000620	6.95
11	1351.15	0.0878	990.37	0.02056	0.000649	7.32
12	1341.88	0.0879	999.41	0.02069	0.000678	7.71
13	1332.74	0.0881	1008.45	0.02082	0.000709	8.12
14	1323.73	0.0883	1017.49	0.02094	0.000742	8.55
15	1314.84	0.0885	1026.53	0.02105	0.000776	9.00
16	1306.06	0.0887	1035.57	0.02117	0.000811	9.47
17	1297.40	0.0889	1044.62	0,02127	0.000848	9.96
18	1288.86	0.0891	1053.66	0.02138	0.000887	10.49
19	1280.43	0.0893	1062.70	0.02148	0.000927	11.03
20	1272.10	0.0895	1071.74	0.02158	0.000969	11.60

Tabela 2.7 Propriedades do R113 puro e com óleo

Refrigerante (Freon) = R113

Pressão de Saturação (kgf/cm²) = 1.02

Temperatura de Saturação (°C) = 47.5

% Óleo	Densidade kg/m ³	Cond.Ter. W/m.°C	Cal. Esp. J/kg.°C	Tens.Sup. N/m	Viscosid. N.s/m ²	Prandtl
0	1507.52	0.0705	980.73	0.01561	0.000515	7.16
1	1495.12	0.0706	988.88	0.01657	0.000530	7.42
2	1482.93	0.0708	997.02	0.01697	0.000547	7.70
3	1470.93	0.0710	1005.16	0.01728	0.000564	7.98
4	1459.12	0.0712	1013.31	0.01754	0.000581	8.27
5	1447.50	0.0714	1021.45	0.01776	0.000600	8.58
6	1436.07	0.0715	1029.59	0.01797	0.000618	8.90
7	1424.81	0.0718	1037.73	0.01816	0.000637	9.21
8	1413.73	0.0720	1045.88	0.01833	0.000657	9.54
9	1402.82	0.0722	1054.02	0.01850	0.000678	9.90
10	1392.08	0.0724	1062.16	0.01865	0.000699	10.25
11	1381.50	0.0726	1070.30	0.01880	0.000720	10.61
12	1371.08	0.0729	1078.45	0.01895	0.000743	10.99
13	1360.82	0.0731	1086.56	0.01908	0.000766	11.39
14	1350.70	0.0734	1094.73	0.01921	0.000789	11.77
15	1340.74	0.0737	1102.87	0.01934	0.000814	12.18
16	1330.93	0.0739	1111.02	0.01946	0.000839	12.61
17	1321.25	0.0742	1119.16	0.01958	0.000865	13.05
18	1311.72	0.0745	1127.30	0.01969	0.000892	13.50
19	1302.32	0.0748	1135.44	0.01981	0.000920	13.97
20	1293.06	0.0751	1143.59	0.01992	0.000948	14.44

Tabela 2.8 Propriedades do R114 puro e com óleo

Refrigerante (Freon) = R114

Pressão de Saturação (kgf/cm^2) = 1.11Temperatura de Saturação ($^{\circ}\text{C}$) = 6.0

% Óleo	Densidade kg/m^3	Cond.Ter. $\text{W/m.}^{\circ}\text{C}$	Cal. Esp. $\text{J/kg.}^{\circ}\text{C}$	Tens.Sup N/m	Viscosid. N.s/m^2	Prandtl
0	1494.34	0.0697	966.84	0.01200	0.000437	6.07
1	1483.27	0.0698	975.12	0.01362	0.000468	6.54
2	1472.36	0.0700	983.40	0.01429	0.000500	7.02
3	1461.62	0.0701	991.68	0.01481	0.000535	7.57
4	1451.03	0.0703	999.96	0.01524	0.000572	8.14
5	1440.59	0.0705	1008.24	0.01563	0.000612	8.75
6	1430.30	0.0707	1016.53	0.01597	0.000655	9.42
7	1420.15	0.0709	1024.81	0.01629	0.000700	10.12
8	1410.15	0.0711	1033.09	0.01659	0.000749	10.88
9	1400.29	0.0714	1041.37	0.01687	0.000801	11.68
10	1390.57	0.0716	1049.65	0.01713	0.000857	12.56
11	1380.98	0.0718	1057.93	0.01738	0.000917	13.51
12	1371.52	0.0721	1066.22	0.01762	0.000981	14.51
13	1362.19	0.0723	1074.50	0.01785	0.001049	15.59
14	1352.99	0.0726	1082.78	0.01807	0.001123	16.73
15	1343.91	0.0729	1091.06	0.01828	0.001200	17.96
16	1334.95	0.0731	1099.34	0.01849	0.001284	19.31
17	1326.11	0.0734	1107.62	0.01869	0.001373	20.72
18	1317.38	0.0737	1115.91	0.01888	0.001469	22.24
19	1308.77	0.0740	1124.19	0.01907	0.001571	23.87
20	1300.28	0.0743	1132.47	0.01925	0.001681	25.62

2.4 Determinação Experimental da Frequência das Bolhas

A frequência com que as bolhas se despreendem da superfície de aquecimento é um parâmetro muito importante no estudo da ebulição nucleada.

Nos trabalhos publicados até o momento sobre ebulição de misturas refrigerante-óleo, não foi encontrado nenhum que apresentasse resultados experimentais ou mesmo alguma correlação que estimasse a frequência de bolhas. Pouquíssimos trabalhos [16, 36, 37] tratam do assunto, e mesmo assim, referem-se a resultados obtidos para água ou outros fluidos que não refrigerantes.

Por este motivo, e no intuito de fazer uma análise adequada dos fatores que propiciam a compreensão do fenômeno, resolveu-se investigar experimentalmente a frequência das bolhas. O instrumento utilizado em tais medições foi um Tacometro Estroboscópico Digital (marca Mecatester TS 401). Este aparelho, sem nenhum contato mecânico, permite analisar movimentos de rotação ou frequência de oscilação harmônicos, permitindo a visualização do fenômeno, no caso, as bolhas junto à superfície de aquecimento. O equipamento permite a seleção da frequência (ajuste grosso) e depois, através do botão de sintonia fina obter uma imagem fixa das bolhas deixando a superfície aquecida. A frequência pode ser lida, diretamente, em um display de 5 dígitos.

Nos testes, à cada patamar de potência, ajustava-se a sintonia até que a imagem fosse fixada, e então, fazia-se a leitura digital da frequência. No início dos testes foram encontradas algumas dificuldades para determinar a frequência das bolhas, principalmente com formação intensa de bolhas, à altos fluxos de calor. Porém, gradativamente o procedimento foi dominado, obtendo-se rapidamente a frequência de bolhas, com o que sua visualização se torna possível.

A precisão do instrumento é de $\pm 0,1\%$, de acordo com o fabricante, e o erro estimado nas medidas é de $\pm 5\%$. Os resultados experimentais sobre frequência de bolhas serão apresentados no capítulo 3.

3 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

3.1 Introdução

Os parâmetros mais importantes da transferência de calor na ebulição podem ser considerados como sendo o fluxo de calor (Q/A) e a diferença de temperatura entre a superfície aquecida e o banho líquido (ΔT). Como já dissemos anteriormente tais parâmetros estão relacionados pela Lei do Resfriamento de Newton, definida na Eq. (1.1). O procedimento para obtenção dos dados foi descrito no capítulo 2, que em resumo, consistia na elevação gradativa do fluxo de calor até um valor máximo, reduzindo-o depois até o menor patamar (zero).

Os resultados foram tabelados em termos da potência lida no wattímetro e das forças eletromotrizes (milivoltagens) correspondentes ao termopar do banho e aos quatro termopares instalados na parede da resistência.

Em cada teste tomavam-se aproximadamente 42 pontos experimentais que posteriormente eram gravados em "diskets" de computador.

Durante o período dos testes eram anotados todos os detalhes de funcionamento, o que facilitou sobremaneira a análise dos dados. Informações oriundas de observações visuais, permitiam por exemplo, identificar com precisão para que fluxo de calor surgiam as primeiras bolhas na superfície (ponto ONB), ou ainda em que ponto a superfície de aquecimento era totalmente tomada por bolhas, caracterizando o regime de ebulição nucleada plenamente desenvolvida.

3.2 Tratamento dos Dados Experimentais

Os dados obtidos foram processados levando-se em consideração as equações de calibração dos termopares, Eq. (2.1). A potência elétri-

trica dissipada pela resistência elétrica foi dividida pela área de aquecimento da resistência ($A = 0,004461 \text{ m}^2$), obtendo-se dessa maneira o fluxo de calor total por unidade de área (ϕ).

Como a resistência, tipo cartucho, utilizada nos testes foi suportada por duas hastes cilíndricas, houve necessidade de realizar correções no fluxo de calor (ϕ) para levar em consideração a parcela de calor transmitida por condução para aquelas hastes. O procedimento consistiu em considerar as hastes como eletas semi-infinitas verticais e determinar qual a quantidade de calor dissipado. O problema físico e seu equacionamento matemático estão desenvolvidos no Apêndice C.

Outra correção foi necessária no tocante às temperaturas da superfície de aquecimento, visto que os termopares estão instalados a $0,001 \text{ m}$ da superfície do cilindro. As correções das temperaturas da parede do tubo foram estimadas através da solução do problema de condução radial de calor em um cilindro. A formulação do problema também se encontra no Apêndice C.

Os quatro termopares instalados na resistência estavam distribuídos uniformemente na superfície cilíndrica, cada um ocupando um quadrante da circunferência, como foi visto no Capítulo 2. O que se observa, quando da comparação das temperaturas obtidas, é que na face superior da resistência a temperatura é sempre maior que na face inferior ou nas laterais do cilindro. Essas diferenças variam com o regime de ebulição, sendo maiores na Convecção Natural ($\pm 2,0^\circ\text{C}$ entre a face superior e inferior) e menores quando o regime é de Ebulição Plenamente Desenvolvida ($\pm 0,5^\circ\text{C}$). As temperaturas nas posições laterais, em média, tinham valores intermediários entre às da face superior e inferior. Essas diferenças de temperaturas para diferentes posições em uma mesma seção do cilindro também foram observadas por Sauer et alli [11], Bergles et alli [24] e Warniarachchi et alli [22].

A temperatura da superfície (T_p) adotada para se obter o superaquecimento da superfície ($\Delta T = T_p - T_{sat}$), foi a média das 4 temperaturas indicadas pelos termopares da superfície. Como os testes para uma determinada concentração de óleo eram repetidos três vezes, e como eram mantidos os mesmos patamares de potência em todos, foi feita uma média dos três valores de ΔT para cada nível de potência. O erro cometido ao se adotar essas medidas foi estimado e será discutido na seção 3.7.

3.3 Curvas dos Resultados Obtidos

Os testes foram realizados com três refrigerantes (R11, R113 e R114) puros e misturados com óleo. As temperaturas do banho adotados nos testes foram:

$$R11 + 30,7^{\circ}C$$

$$R113 + 47,5^{\circ}C$$

$$R114 + 6,0^{\circ}C$$

Os valores acima correspondem à temperaturas um pouco acima daquelas correspondentes à pressão atmosférica, ou seja, trabalhou-se com pressões positivas no sistema, como foi discutido no capítulo 2.

Para os testes com misturas refrigerante-óleo, foram investigadas concentrações de 1%, 3%, 5%, 7%, 10% e 20% de óleo na base massa.

3.3.1 Curvas para o R11 puro e Misturas R11-Óleo

Nas figuras 3.1 à 3.7 são mostrados os resultados obtidos em termos do fluxo de calor total ($\phi = Q/A$) e do superaquecimento da superfície ($\Delta T = T_p - T_{sat}$).

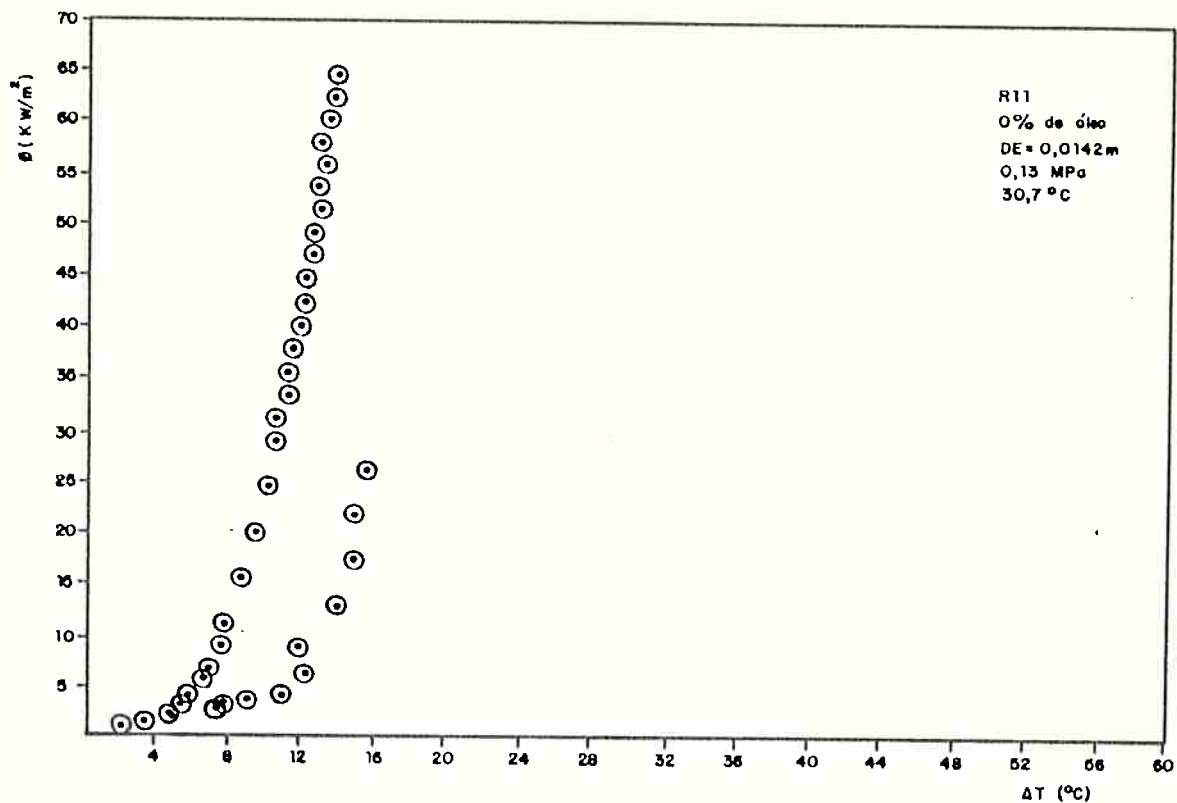


Figura 3.1 Resultados experimentais para o R11 puro.

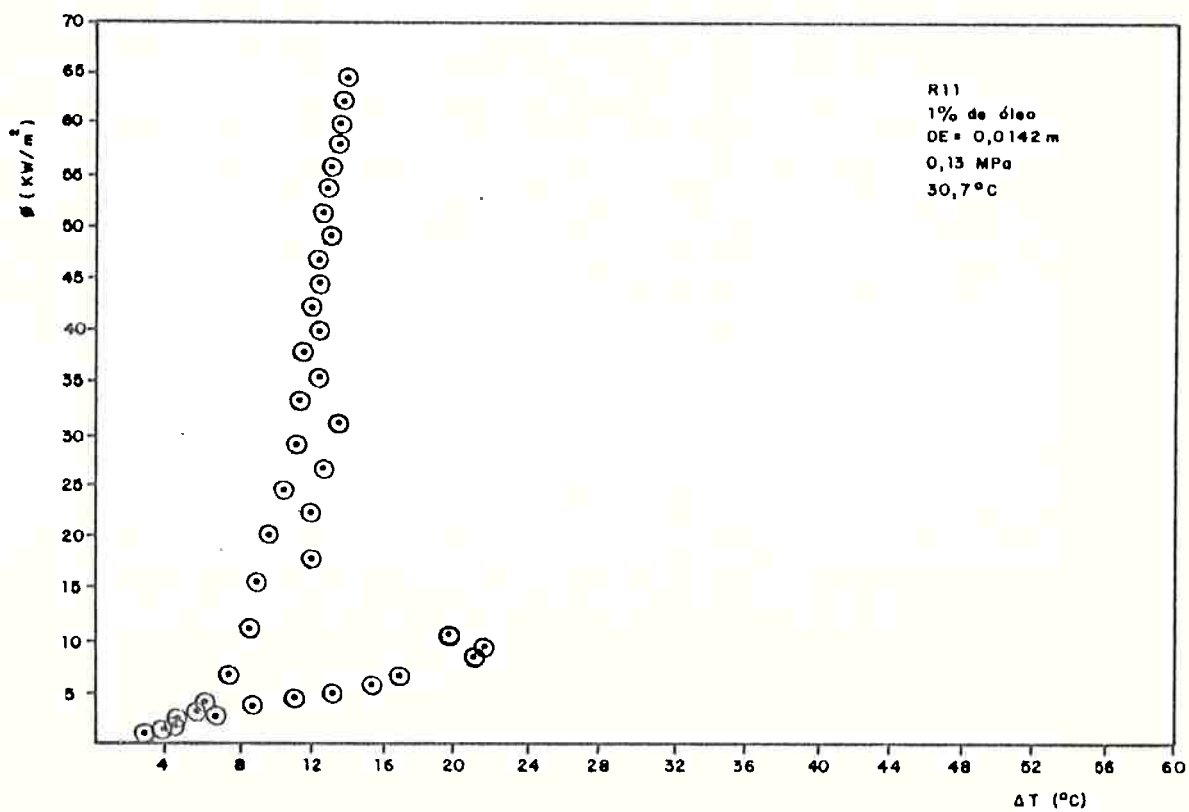


Figura 3.2 Resultados experimentais para mistura R11-óleo, concentração de 1% de óleo na base massa.

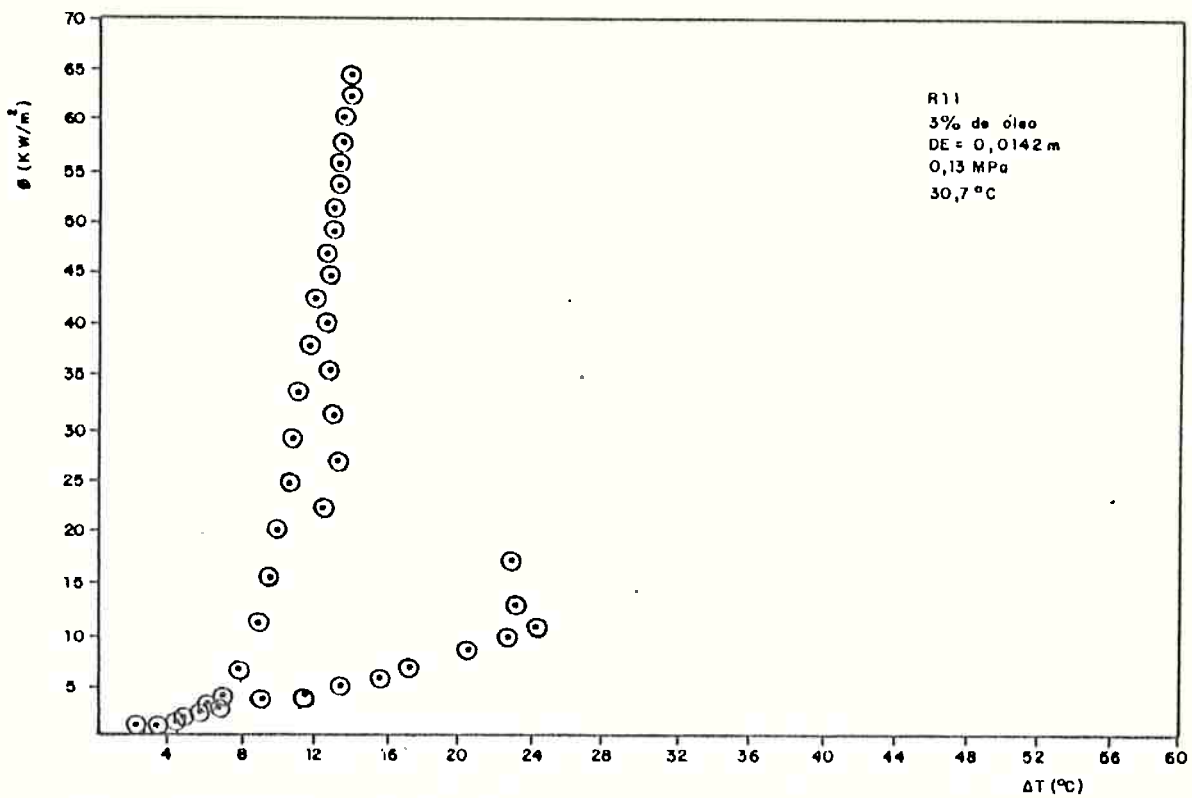


Figura 3.3 Resultados experimentais para mistura R11-óleo, concentração de 3% de óleo na base massa.

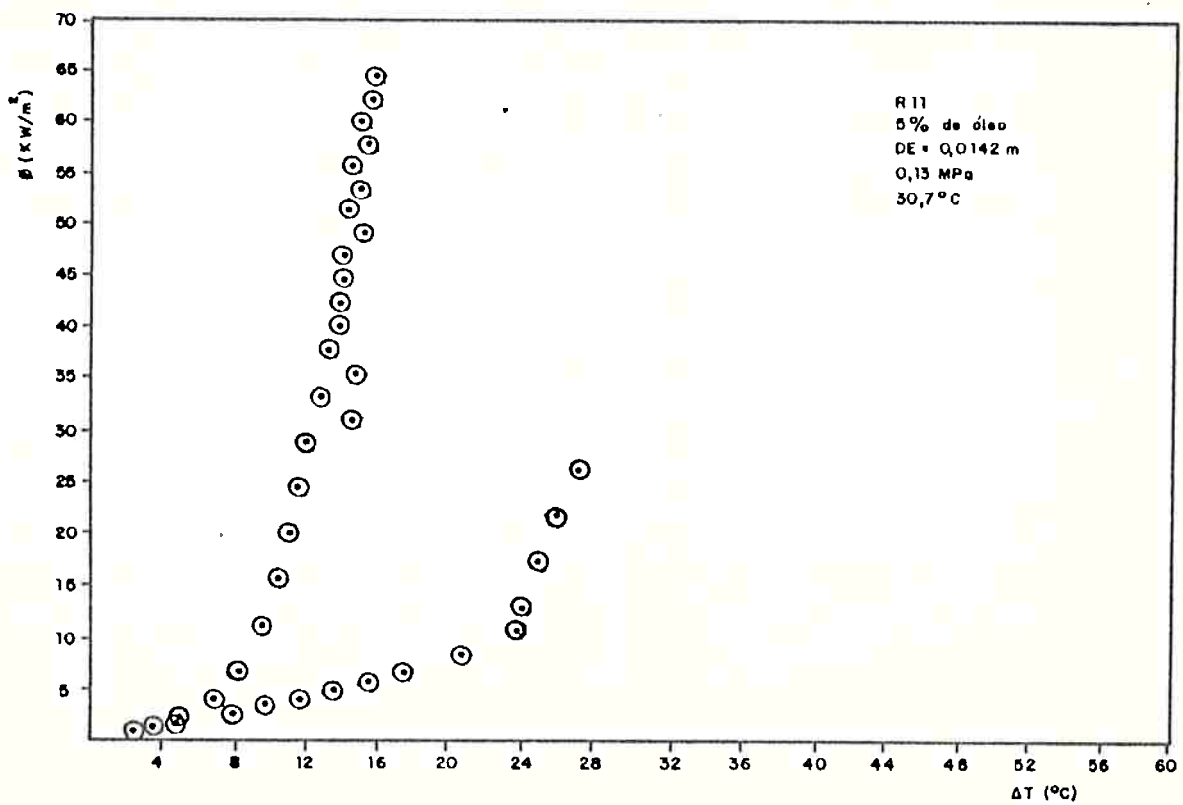


Figura 3.4 Resultados experimentais para mistura R11-óleo, concentração de 5% de óleo na base massa

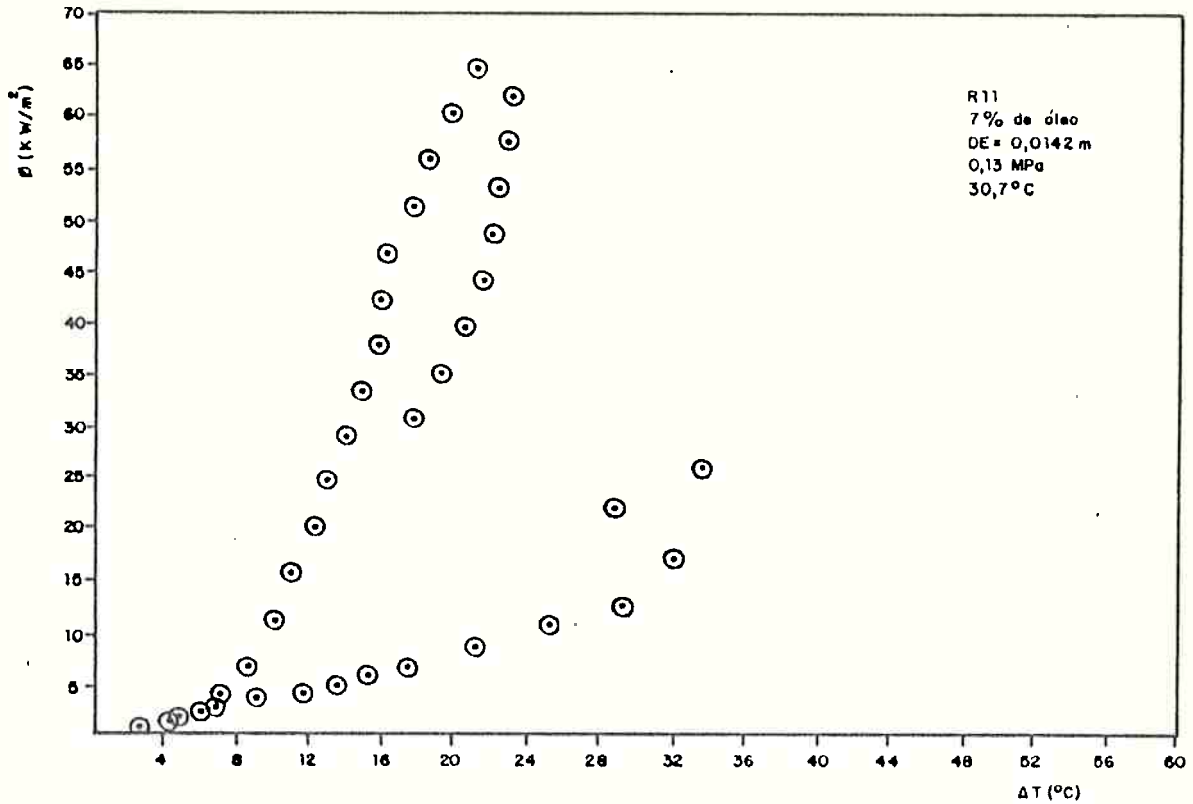


Figura 3.5 Resultados experimentais para mistura R11-óleo, concentração de 7% de óleo na base massa

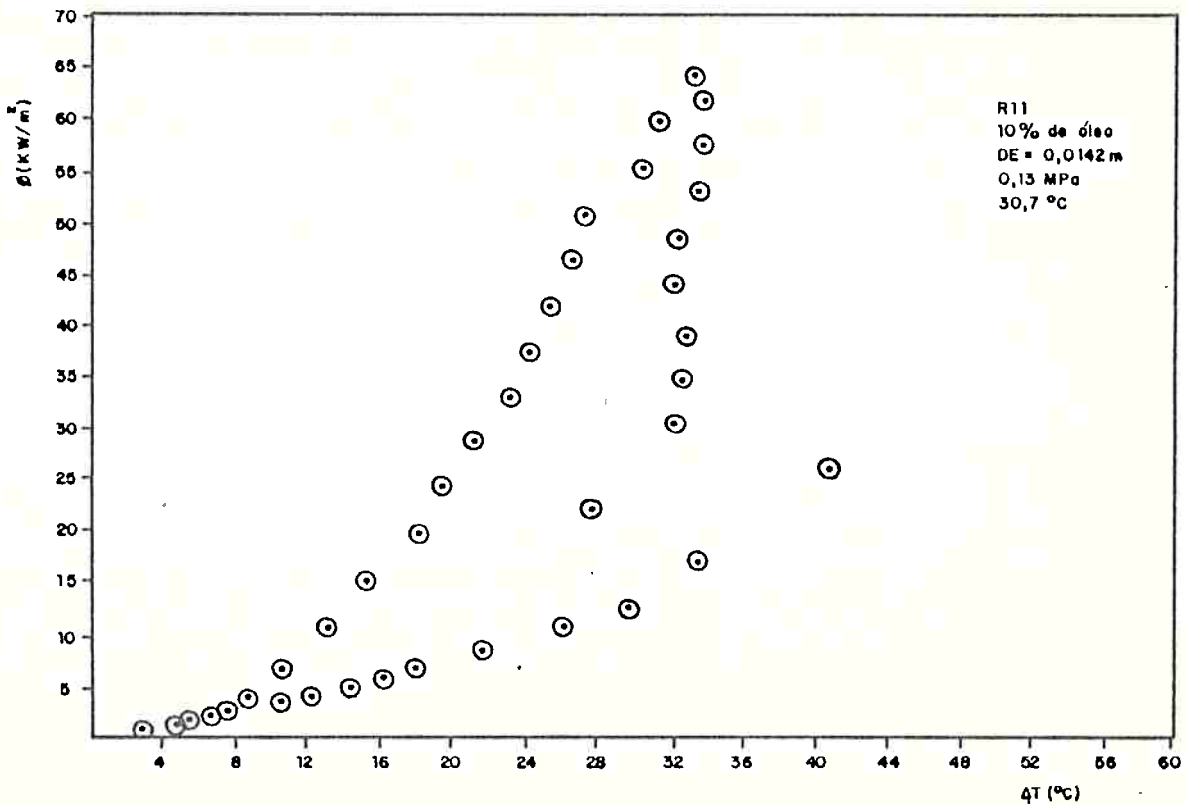


Figura 3.6 Resultados experimentais da mistura R11-óleo, concentração de 10% de óleo na base massa

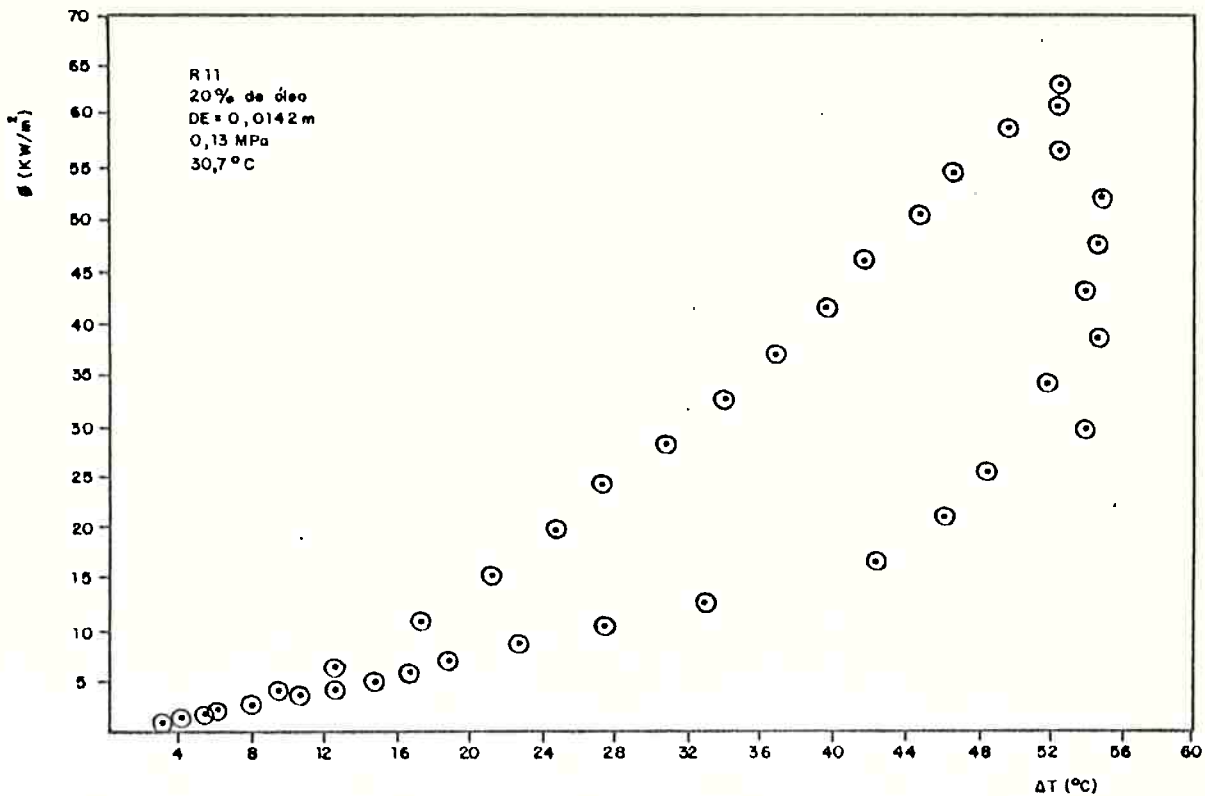


Figura 3.7 Resultados experimentais da mistura R11-óleo, concentração de 20% de óleo na base massa

Nas tabelas D.1 à D.7 do Apêndice D, são apresentados os resultados experimentais em termos de valores numéricos que geraram as curvas anteriores. Nestas curvas pode ser observado que para pequenos superaquecimentos da superfície, o sistema apresenta características de Convecção Natural, pois ainda não há formação de bolhas. À medida que o superaquecimento da superfície é incrementado, bolhas isoladas começam a aparecer sobre a superfície (ponto ONB). O aparecimento dessas bolhas depende da concentração de óleo. Assim, para o refrigerante R11 puro, este ponto ocorre por volta de 6,5 kW/m² de potência. Para concentração de óleo de 1 à 5% este patamar é elevado para 10,5 kW/m² e, para concentrações superiores as bolhas surgem em potências da ordem de 12,5 kW/m².

Com o aumento do fluxo de calor a população de bolhas na superfície é incrementada, no que se convencionou chamar de Região de Tran-

sição. Observe-se que a região de transição ocorre mais rapidamente (menor superaquecimento) para o refrigerante puro do que para as misturas. Quanto maior a concentração de óleo, maior será a região de transição.

A mudança da Região de Transição para Ebulição Plenamente Desenvolvida ocorre de um salto (jump) ou, às vezes, até dois saltos. Neste instante ($\pm 15 \text{ kW/m}^2$ para o R11) toda a superfície de aquecimento é tomada por bolhas, e a transferência de calor é aumentada substancialmente. A presença do óleo minimiza os efeitos dessa transição brusca para ebulição plenamente desenvolvida, sendo que para altas concentrações de óleo (10 ou 20%) quase não se observam saltos na curva de ebulição.

Depois de atingir um nível máximo de 65 kW/m^2 para os testes com o R11, diminui-se o fluxo de calor, observando-se que para a mesma potência, o superaquecimento (ΔT) é menor que no caso em que a potência era incrementada (elevação), caracterizando efeitos de histerese, os quais se acentuam à medida que a concentração de óleo é aumentada. Este efeito é citado ou pode ser observado em inúmeros trabalhos na literatura, porém não se propõe uma explicação razoável ao fenômeno, motivo pelo qual será abordado no Capítulo 4.

Pelas tabelas de dados do Apêndice D, onde também é mostrada a variação do coeficiente de transferência de calor (h) para cada teste realizado, pode-se observar que na Região de Ebulição Plenamente Desenvolvida o efeito do óleo se dá no sentido de diminuir a transferência de calor. Não se observam aumentos significativos no coeficiente de transferência de calor para concentração de 1% e 3% em relação ao R11 puro, as variações se situam dentro da faixa de incerteza de 6%, não caracterizando, portanto, certa anomalia referida na literatura [3] e [11], segundo a qual, o coeficiente de transferência de calor para essas concentrações deve ser maior que para o refrigerante puro.

Pode-se notar também, pelas figuras anteriores, que a inclinação das curvas tende a diminuir com o aumento da porcentagem de óleo, efeito que é atribuído ao retardamento do despreendimento das bolhas ocasionado pela formação de uma camada rica em óleo na região próxima à superfície de aquecimento, assunto este que voltaremos a analisar no Capítulo 4.

3.3.2 Curvas para o R113 Puro e Misturas R113-Óleo

Os resultados obtidos para o refrigerante R113 são mostrados nas figuras 3.8 à 3.14.

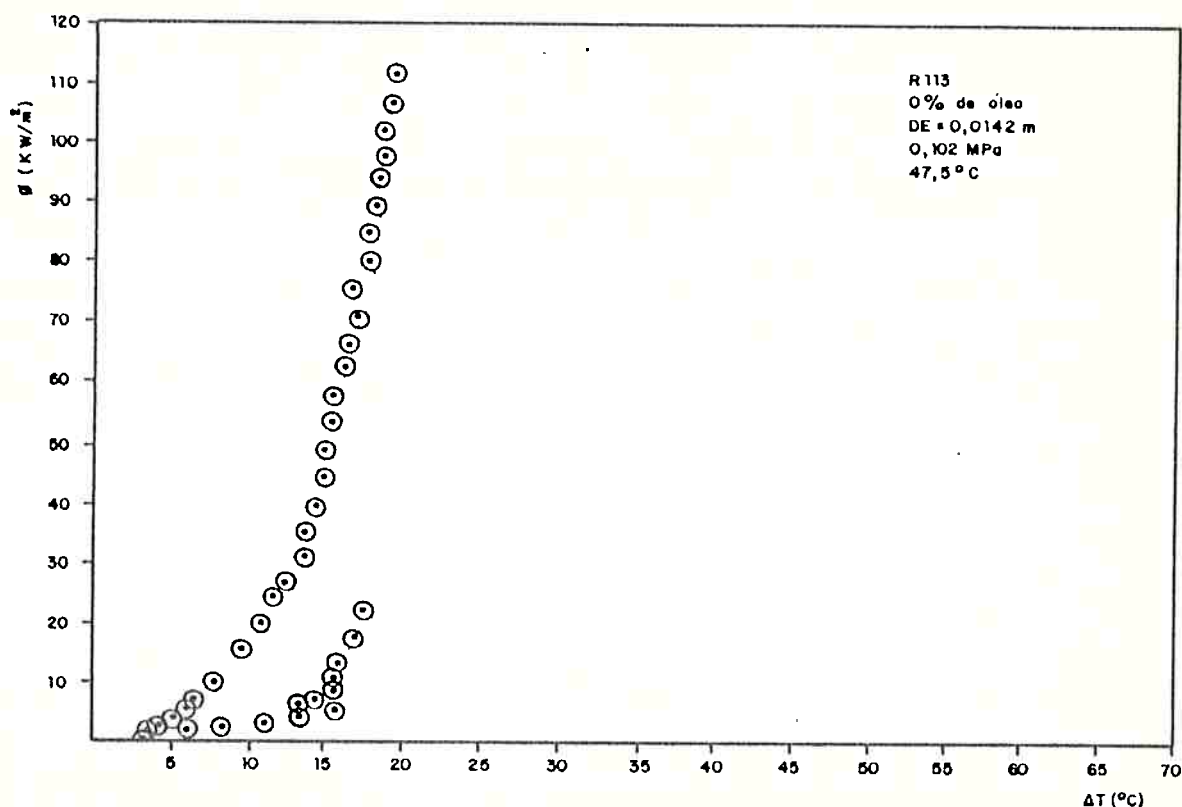


Figura 3.8 Resultados experimentais para o R113 puro

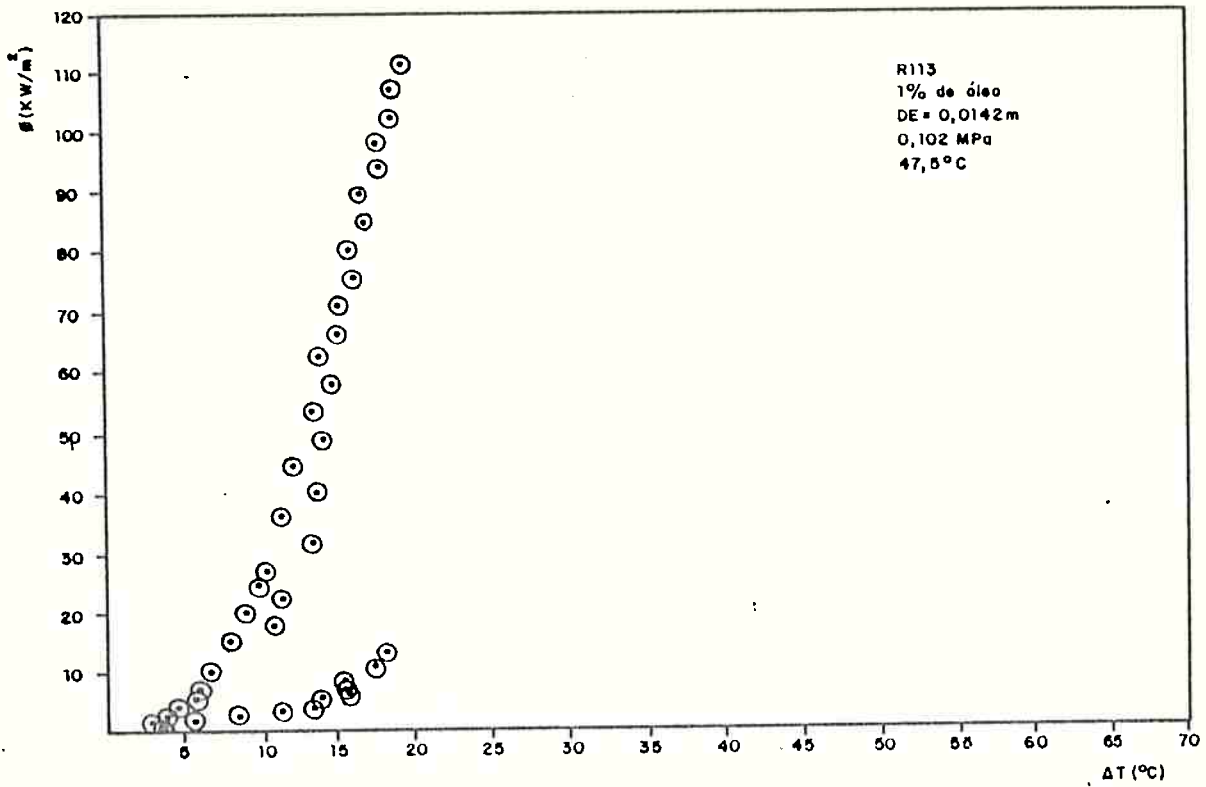


Figura 3.9 Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 1% de óleo na base massa.

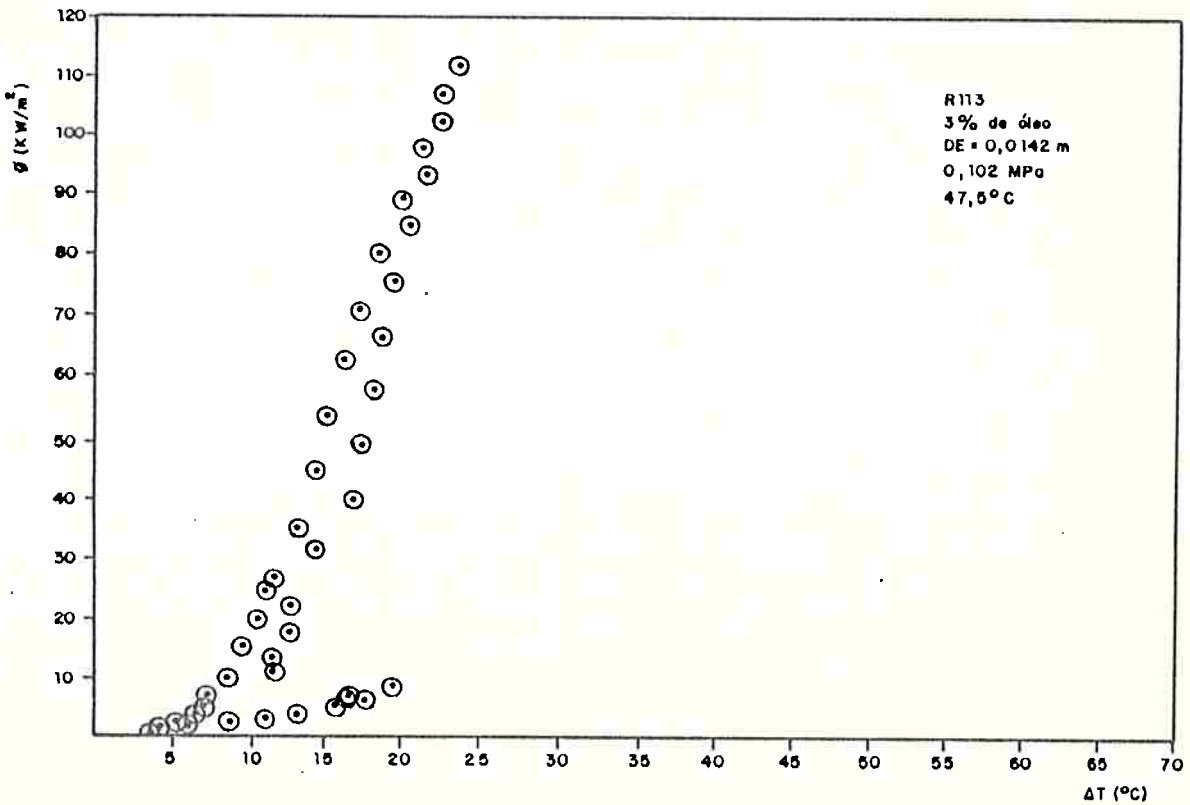


Figura 3.10 Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 3% de óleo na base massa.

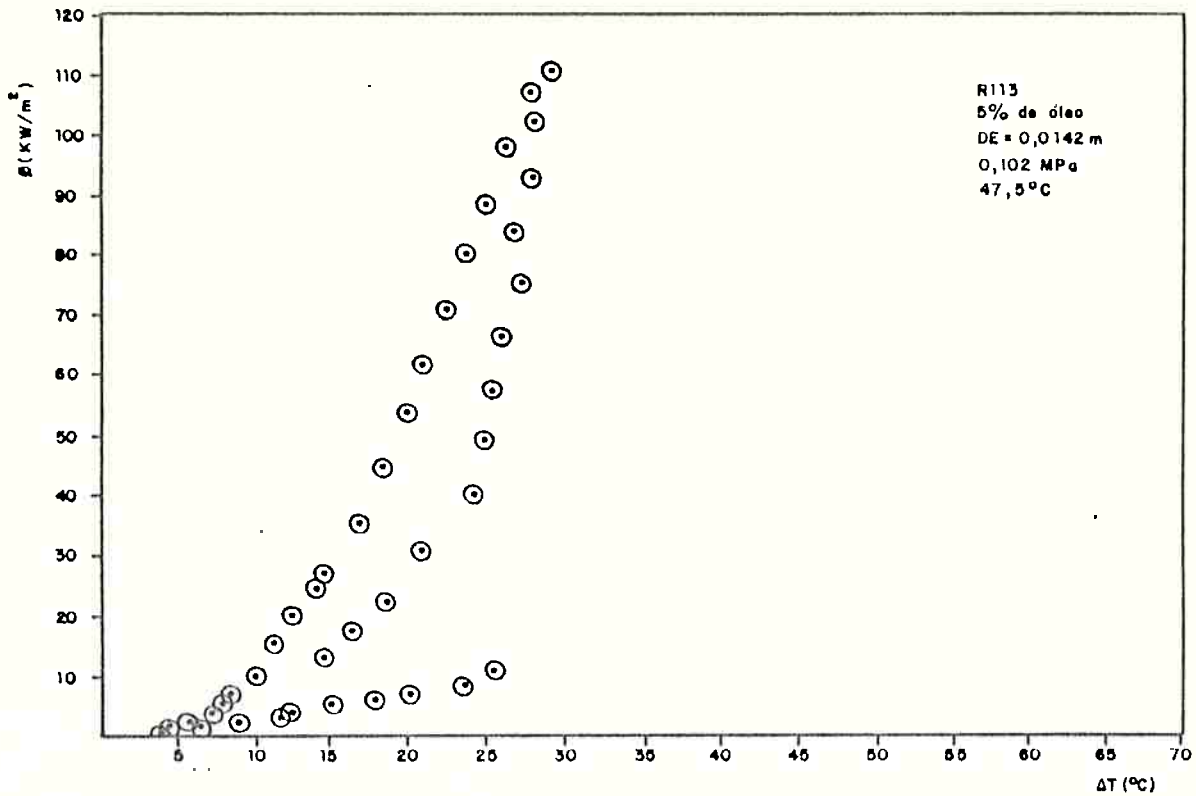


Figura 3.11 Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 5% de óleo na base massa

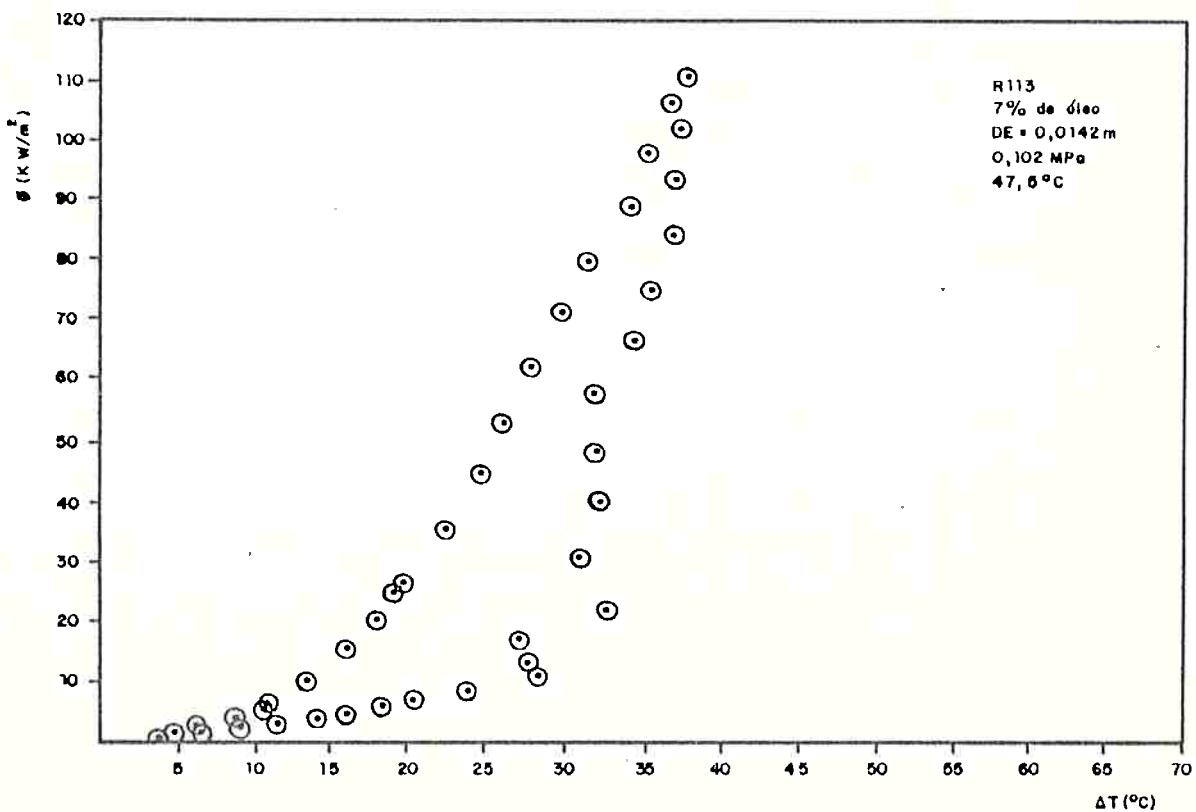


Figura 3.12 Resultados experimentais para mistura R113-óleo, concentração de 7% de óleo na base massa.

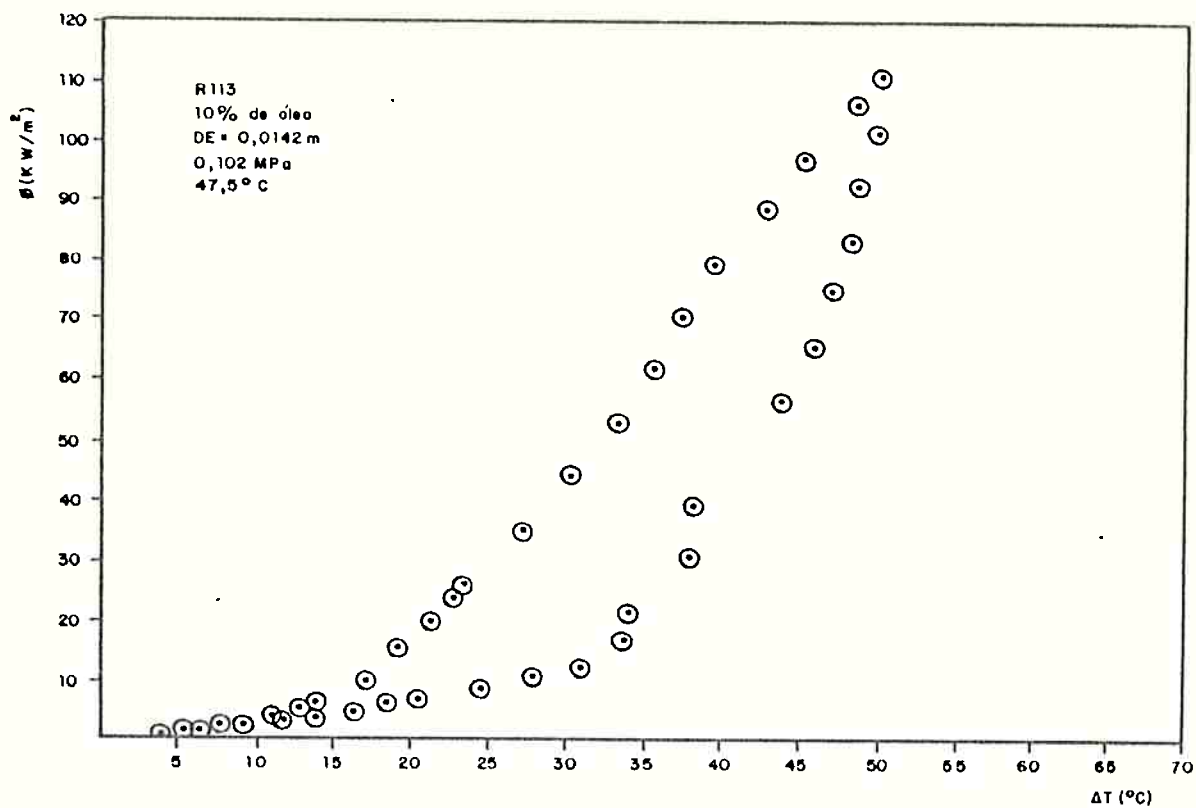


Figura 3.13 Resultados experimentais para mistura R113-óleo, com concentração de 10% de óleo na base massa

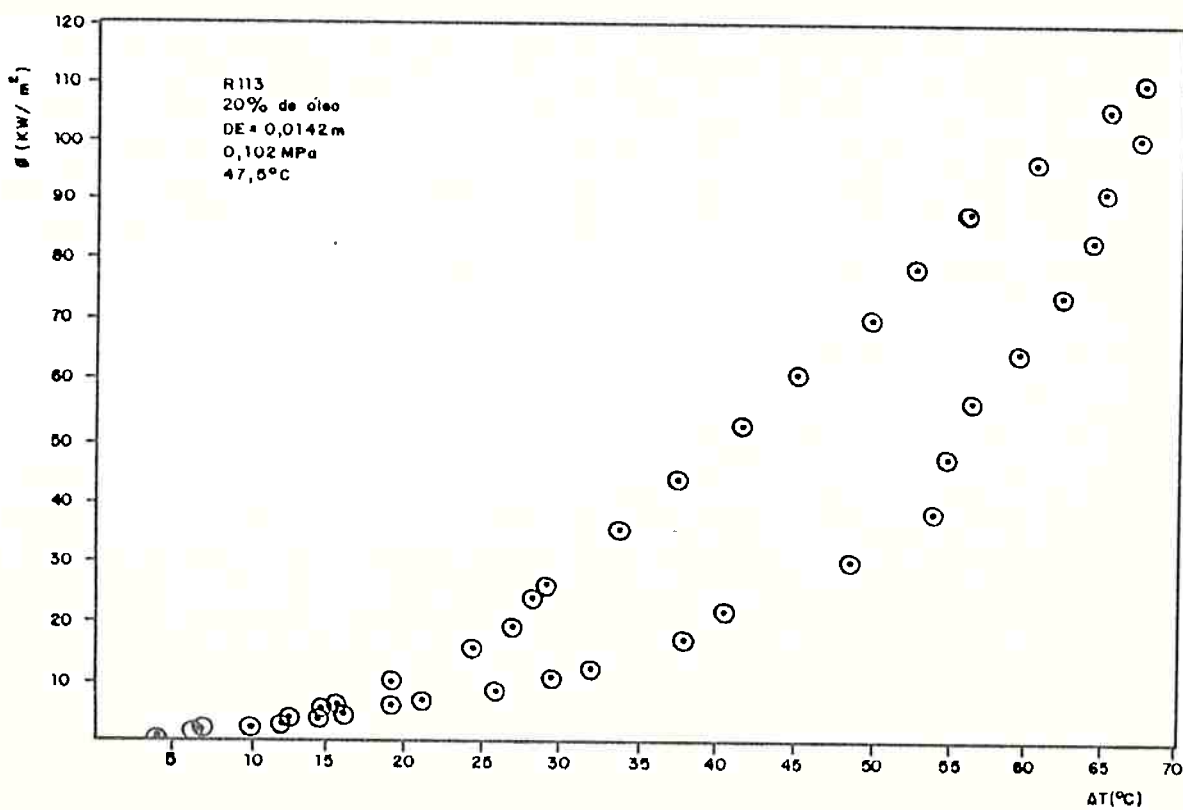


Figura 3.14 Resultados experimentais para mistura R113-óleo, com concentração de 20% de óleo na base massa.

Os resultados experimentais obtidos para os testes com o R113 estão tabelados no Apêndice D, sendo as tabelas D.8 até D.14 referidas a este refrigerante puro e em misturas com óleo.

Na ebulição do R113 puro e com 1% de óleo as primeiras bolhas aparecem na superfície de aquecimento para fluxos de calor da ordem de 5 kW/m^2 . Para concentrações de 3 a 5% de óleo em massa o ponto de ONB ocorre por volta de $6,5 \text{ kW/m}^2$ e para concentrações variando de 7 a 20% o fluxo de calor que propicia o surgimento das primeiras bolhas está entre 9 a $10,5 \text{ kW/m}^2$. Por outro lado, pode-se avaliar o efeito do óleo na ebulição do R113 observando-se o superaquecimento da superfície necessário para formação das primeiras bolhas, como na tabela 3.1.

Tabela 3.1 Ocorrência do ponto de ONB para o R113

Concentração	$\Delta T (T_p - T_{sat})$ em $^{\circ}\text{C}$
0%	15,5
1%	15,9
3%	16,7
5%	20,4
7%	23,9
10%	28,0
20%	29,6

Ou seja, a nucleação de bolhas é dificultada na medida em que a concentração de óleo na mistura aumenta, exigindo um superaquecimento maior. Este comportamento também é observado na ebulição das misturas R11-óleo e R114-óleo.

Nos testes realizados com R113 elevou-se o fluxo de calor até um patamar máximo de 115 kW/m^2 , tendo sido possível a obtenção de pon-

tos experimentais em uma faixa maior de potências do que nos testes realizados com R11.

A região de Ebulição Plenamente Desenvolvida estabelece-se invariavelmente à partir de um fluxo de calor igual à 30 kW/m^2 . Os efeitos de histerese nas curvas de ebulição, bem como a diminuição da inclinação destas curvas em consequência do aumento da concentração de óleo, comentados para o R11, repetem-se nos testes com R113.

3.3.3 Curvas para o R114 Puro e Misturas R114-Óleo

As figuras 3.15 à 3.21 são apresentados os resultados experimentais para os testes realizados com o refrigerante R114.

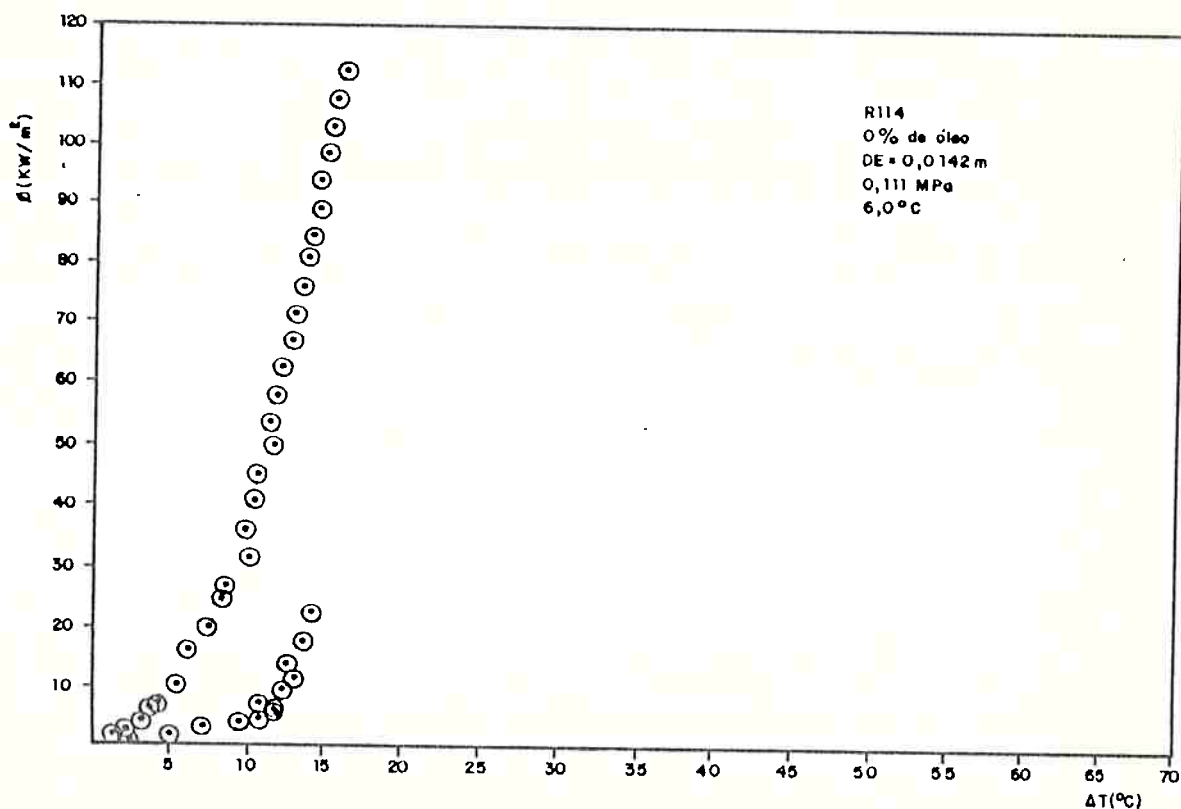


Figura 3.15 Resultados experimentais para o R114 puro.

Nas tabelas D.15 à D.21, do Apêndice D, estão os resultados experimentais da ebulição do R114 puro e misturas R114-óleo.

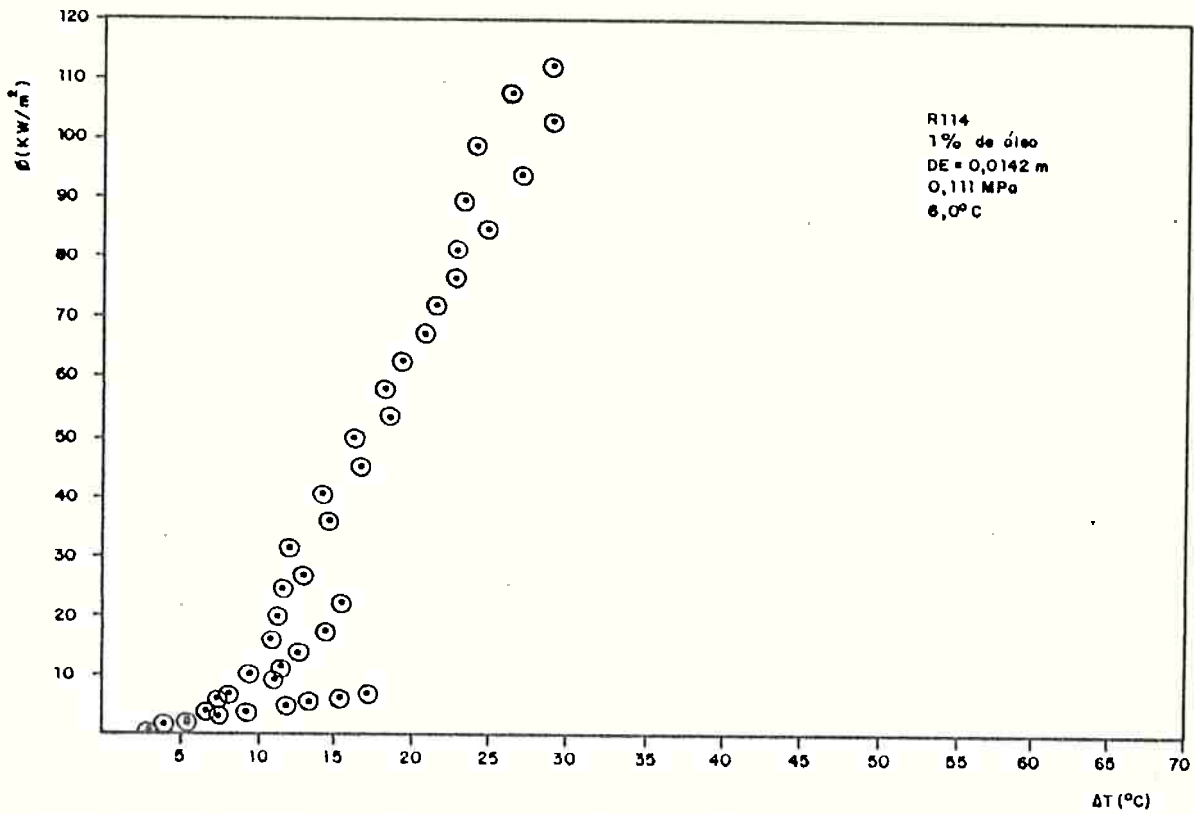


Figura 3.16 Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 1% de óleo na base massa.

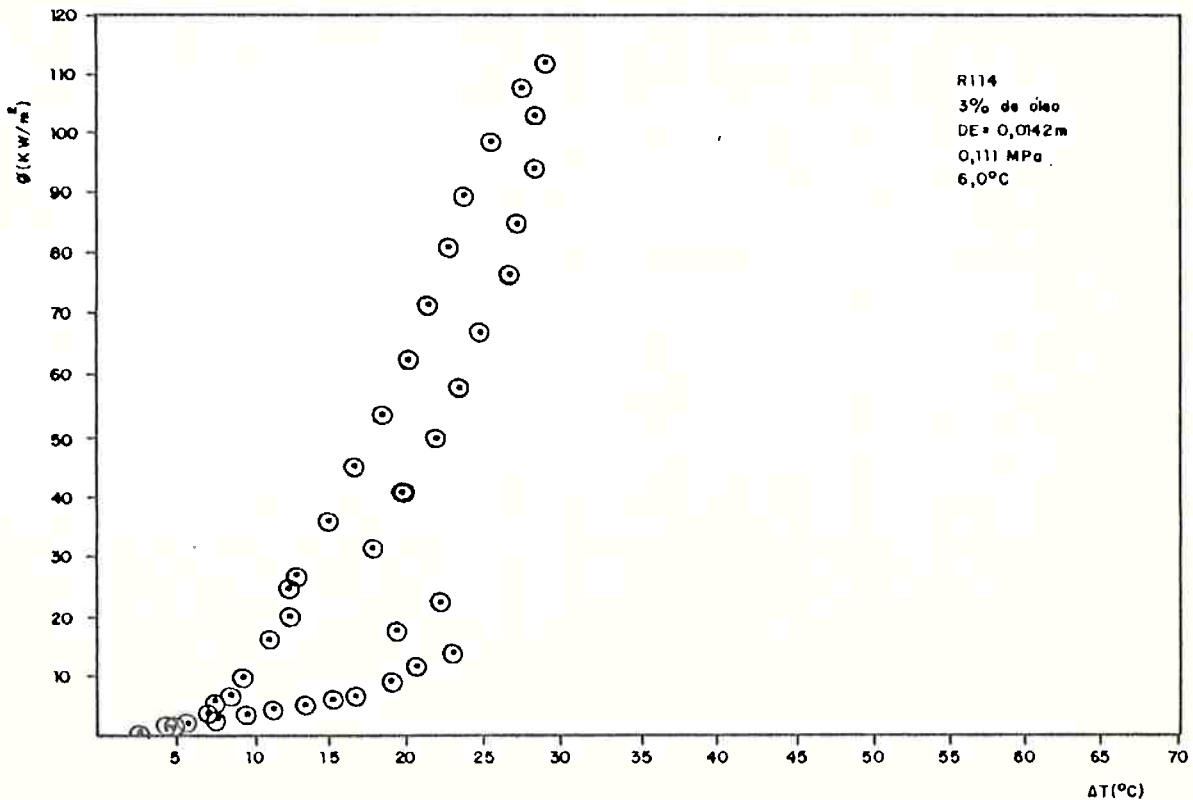


Figura 3.17 Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 3% de óleo na base massa.

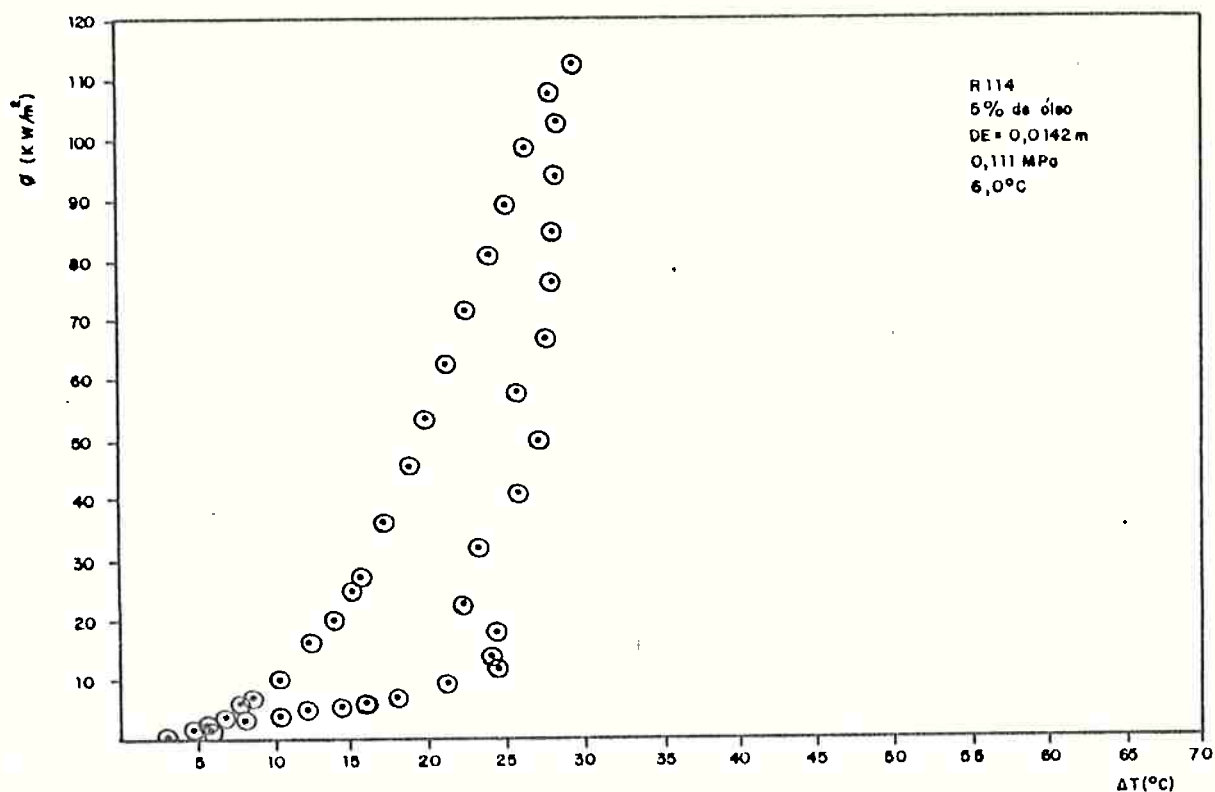


Figura 3.18 Resultados experimentais para mistura R114-óleo, com concentração de 5% de óleo na base massa

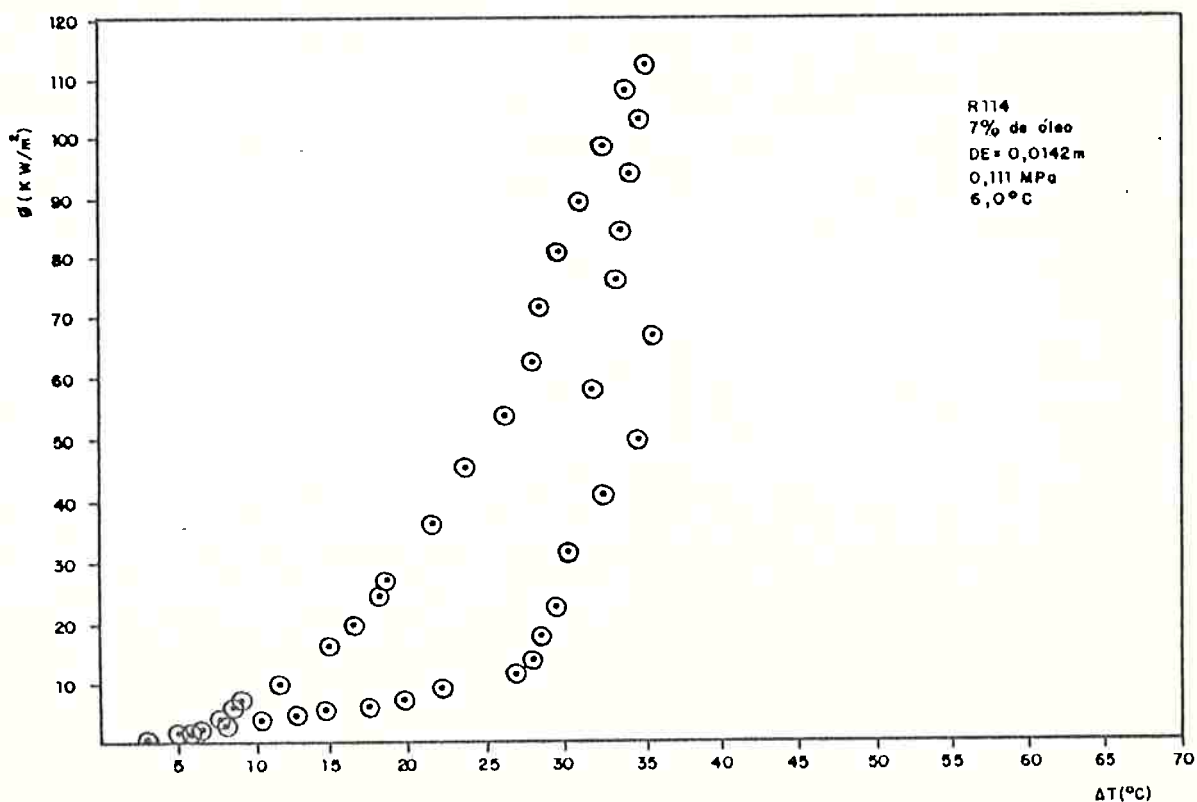


Figura 3.19 Resultados experimentais para mistura R114-óleo, com concentração de 7% de óleo na base massa

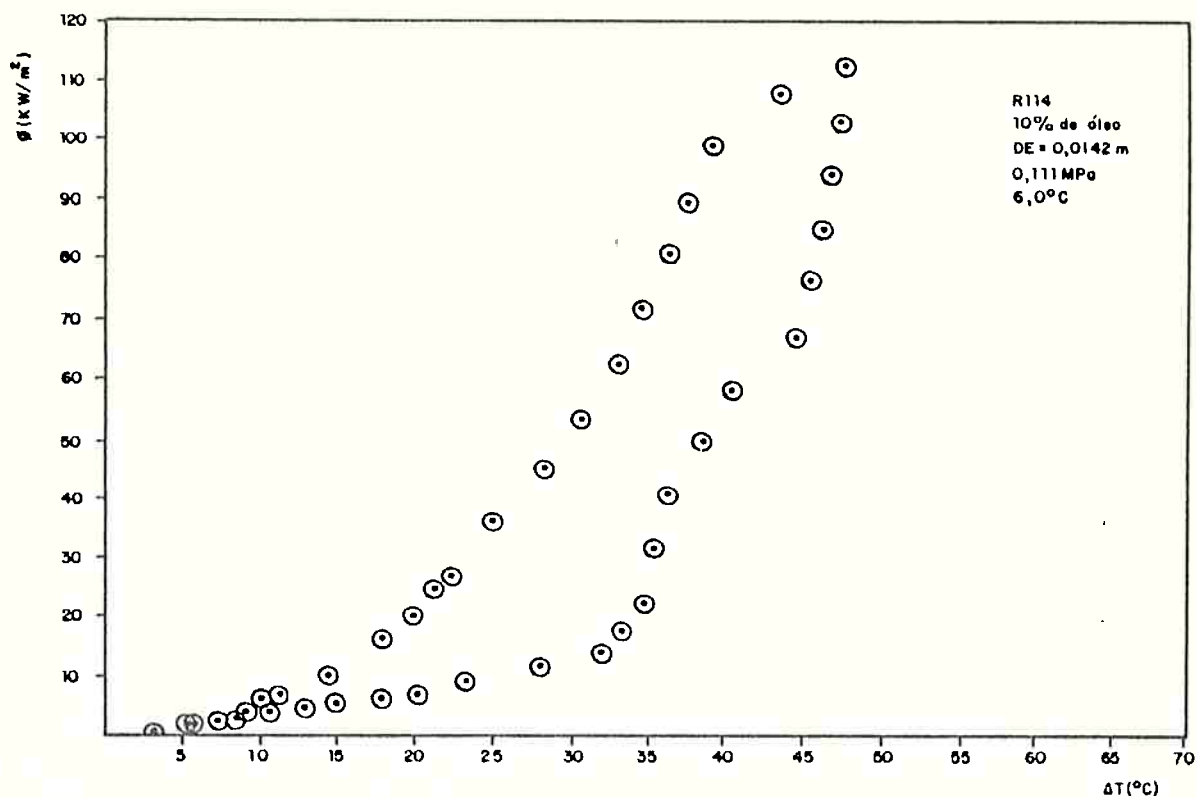


Figura 3.20 Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 10% de óleo na base massa

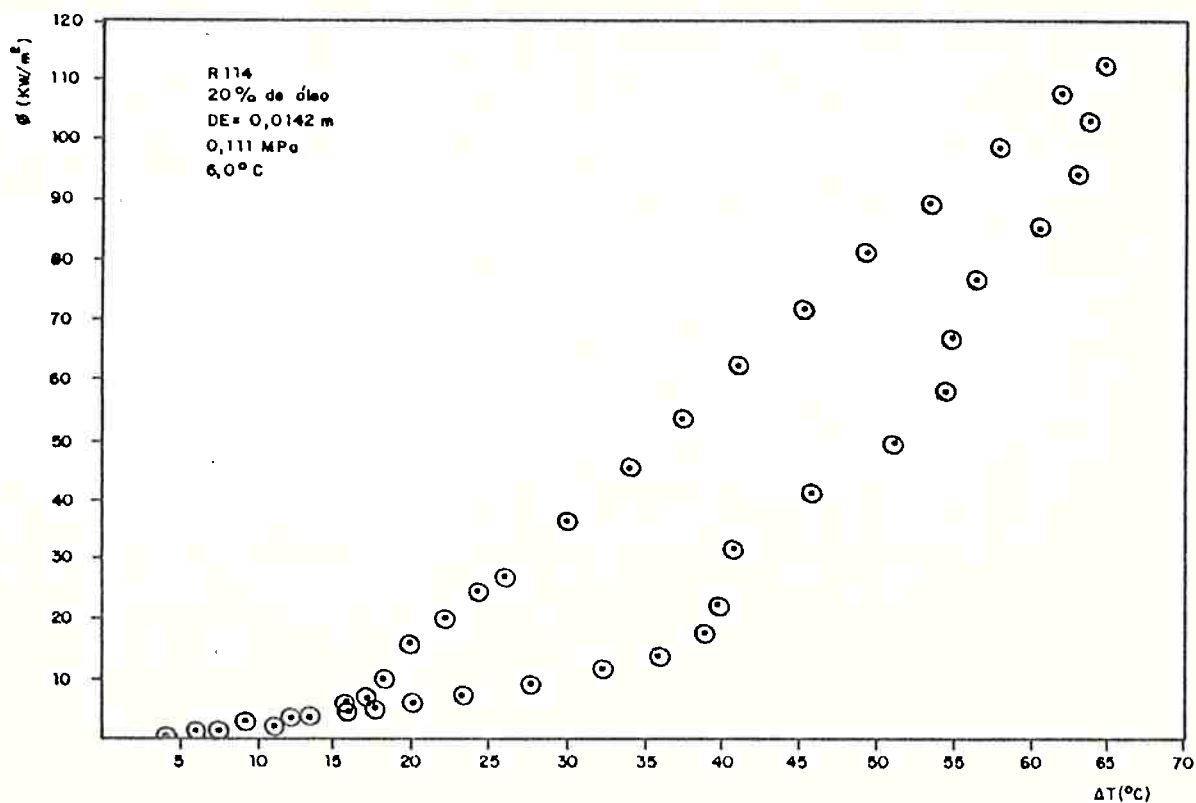


Figura 3.21 Resultados experimentais para mistura R114-óleo, concentração de 20% de óleo na base massa.

Nos testes realizados com o refrigerante R114 a temperatura do banho foi mantida em $6,0^{\circ}\text{C}$, que corresponde a uma pressão de saturação de $1,11\text{ MPa}$. A essa temperatura o refrigerante puro ou em misturas com óleo apresentava uma coloração turva (leitosa) que impossibilitou a determinação do ponto ONB com precisão. Mesmo excluindo as observações visuais foi possível determinar aproximadamente para que fluxo de calor surgiam as primeiras bolhas, através de uma análise das variações das temperaturas da superfície da resistência de aquecimento, que diminuem substancialmente quando aparecem bolhas, como consequência de um aumento na taxa de transferência de calor.

Assim sendo, foi possível estimar a ocorrência das primeiras bolhas, e os resultados podem ser encontrados na tabela 3.2.

Tabela 3.2 Ocorrência do ponto de ONB para o R114

Concentração	$\Delta T (^{\circ}\text{C})$
0%	12,1
1%	15,4
3%	20,8
5%	23,9
7%	28,0
10%	32,0
20%	36,0

Pode-se observar que a concentração de óleo afeta significativamente a formação das primeiras bolhas, como ocorreu no caso do R113.

O fluxo de calor máximo atingido nos testes com R114 foi de 115 kW/m^2 e a região de Ebulição Plenamente Desenvolvida estabelece-se à partir de 30 kW/m^2 .

Nas curvas de ebulição para o R114 também observam-se efeitos de histerese, como foi comentado no caso do R11 e R113.

3.4 Efeito de Pressão na Curva de Ebulição

Alguns testes foram realizados com a finalidade de observar o efeito da pressão do banho líquido sobre a curva de ebulição. Para tanto, elevou-se a pressão (e, conseqüentemente, a temperatura de saturação correspondente) para valores superiores àqueles dos resultados apresentados na seção 3.3. As pressões e temperaturas de saturação para os testes com os três refrigerantes puros foram:

Refrigerante	P (MPa)			T _{sat} (°C)		
R11	0,130	0,156	0,173	30,7	36,1	40,0
R113	0,102	0,150	0,201	47,5	60,0	70,0
R114	0,111	0,149	0,208	6,0	14,0	24,0

Os resultados experimentais obtidos estão nas tabelas D.1, D.8 e D.15 a que já nos referimos e que correspondem às temperaturas de saturação usadas nos testes normais; nas tabelas D.22 à D.27, do Apêndice D, são apresentados os resultados para as outras pressões.

De uma análise desses dados, o que se observa é que, para um mesmo patamar de fluxo de calor, o superaquecimento da superfície correspondente é menor para pressões maiores. Ou seja, a transferência de calor aumenta com o aumento da pressão, como conseqüência da ativação de um número maior de cavidades na superfície. A título de ilustração desse fenômeno, na figura 3.22, são apresentados os resultados obtidos para o R113 puro. Nessa figura foram utilizados somente os pontos experimentais relativos à região de Ebulição Plenamente

Desenvolvida. Os resultados para o R11 e R114 apresentam características semelhantes.

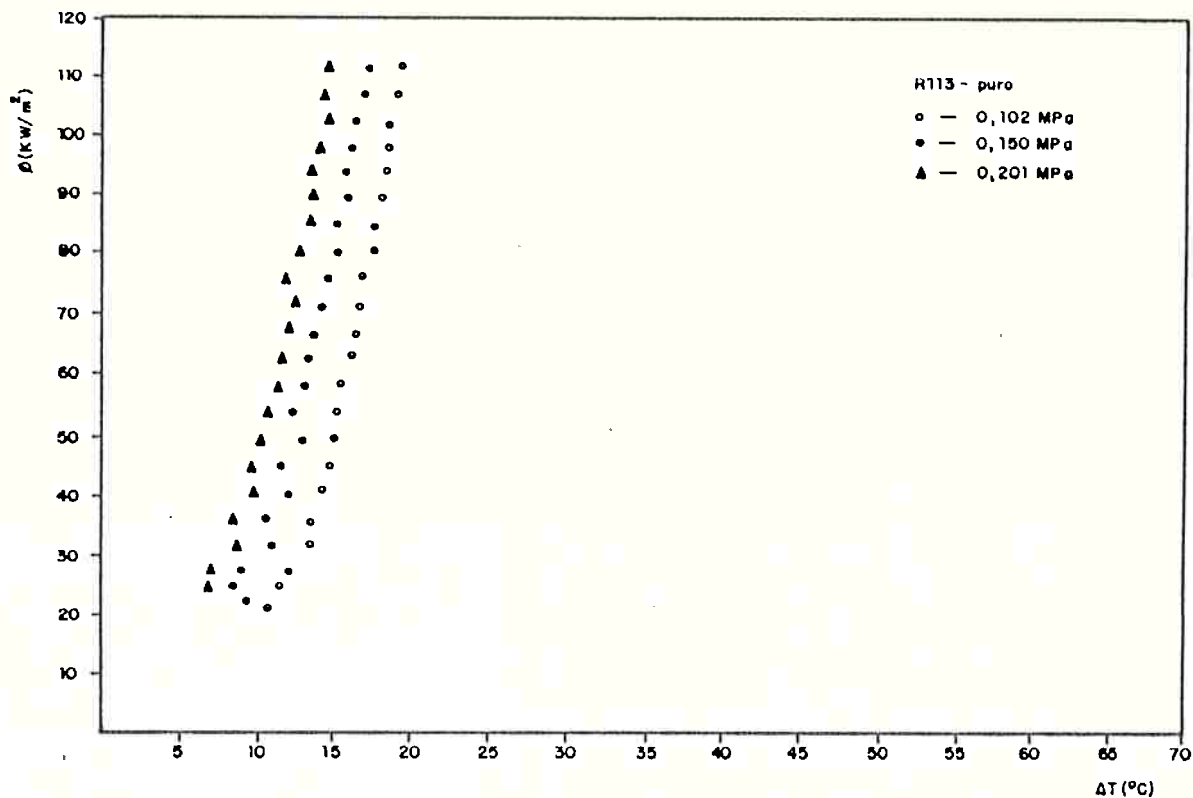


Figura 3.22 Efeito de pressão na curva de ebulição para o R113 puro.

3.5 Efeito de Pré-Ebulição na Curva de Ebulição

Alguns testes foram realizados no sentido de analisar a questão da ativação das cavidades da superfície. Para tanto a ebulição na superfície de aquecimento era ativada por algum tempo (1 hora), utilizando um nível elevado de potência, após o que a potência elétrica era reduzida a zero. Iniciava-se, então, o aquecimento gradual da superfície como nos testes normais anteriormente descritos.

Observou-se, que neste procedimento, as bolhas se formavam prematuramente, reduzindo a faixa de superaquecimento onde se dá a Convecção Natural.

Foram feitos testes de pré-ebulição em várias misturas dos refrigerantes testados com óleo, sendo que os resultados foram semelhantes.

tes, caracterizando tal efeito.

As figuras 3.23 e 3.24, ilustram o efeito da pré-ebulição para misturas de R11 com 5% e 7% de concentração de óleo, observando-se uma significativa diferença em relação às suas correspondentes sem pré-ebulição, figuras 3.4 e 3.5, principalmente na região de superaquecimento reduzido.

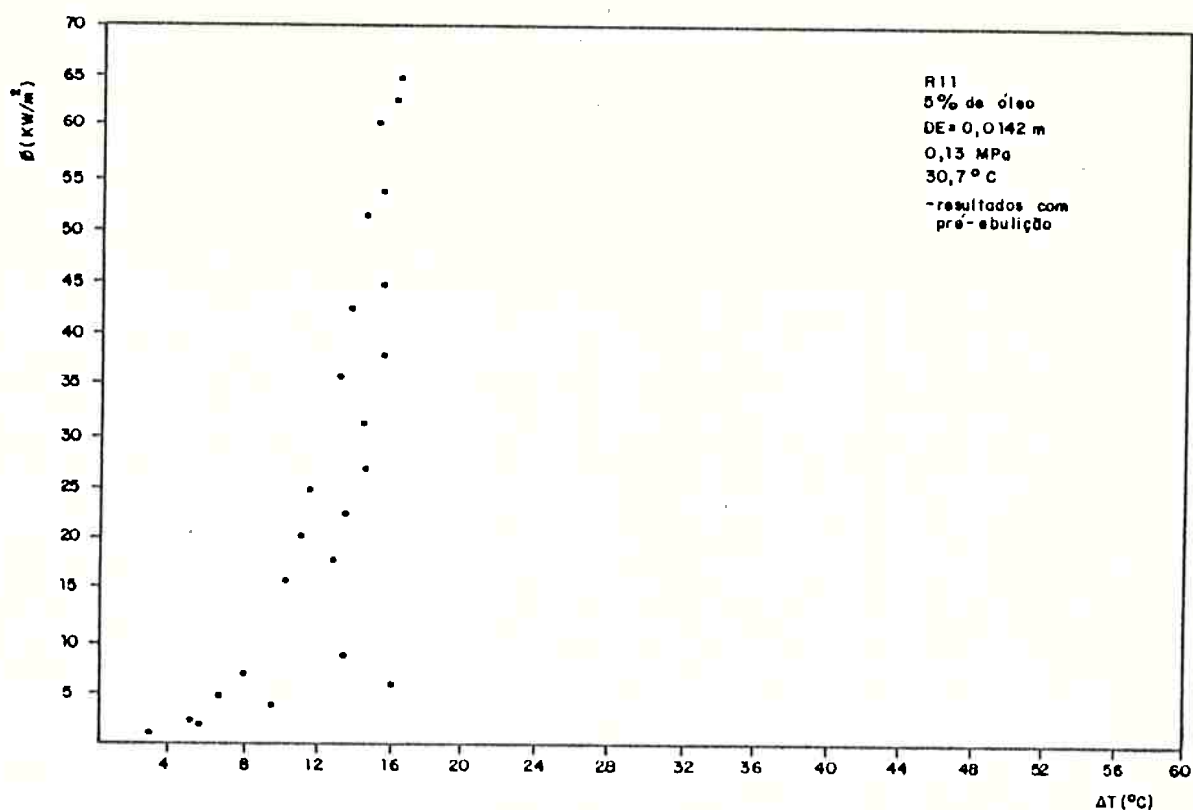


Figura 3.23 Resultados experimentais com R11 + 5% de óleo, obtidos com pré-ebulição.

Os resultados experimentais que originaram as figuras 3.23 e 3.24 estão nas tabelas D.28 e D.29, do Apêndice D.

3.6 Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas

A frequência das bolhas foi medida nos testes realizados com R11 e R113 puros e em misturas com óleo. Não foi possível medir este parâmetro quando dos testes com o R114, pois o mesmo não era transparente à

temperatura de 6°C , o que impediu a visualização do processo de ebulição junto à resistência.

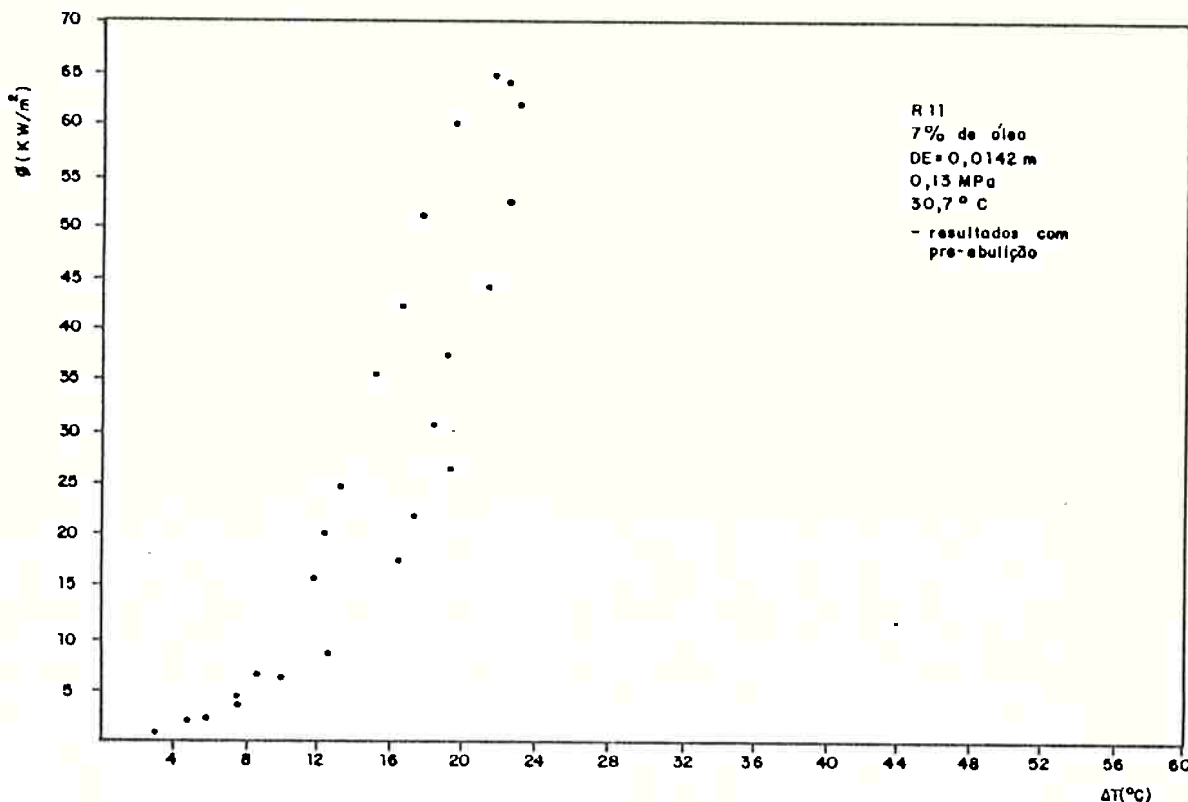


Figura 3.24 Resultados experimentais com R11 + 7% de óleo, obtidos com pré-ebulição

Os resultados experimentais da frequência de bolhas foram obtidos em termos do número de bolhas que se destacam da superfície de aquecimento por minuto, e posteriormente transformados em bolhas por segundo. As experiências mostraram que a frequência de bolhas aumenta com o fluxo de calor, até um patamar máximo. Quando, entretanto, o fluxo de calor é reduzido, a redução na frequência não corresponde ao valor obtido para determinado nível de potência quando esta era incrementada, o que caracteriza um pequeno efeito de histerese na curva de frequência de bolhas versus fluxo de calor.

As figuras 3.25 à 3.30 ilustram os resultados experimentais obtidos.

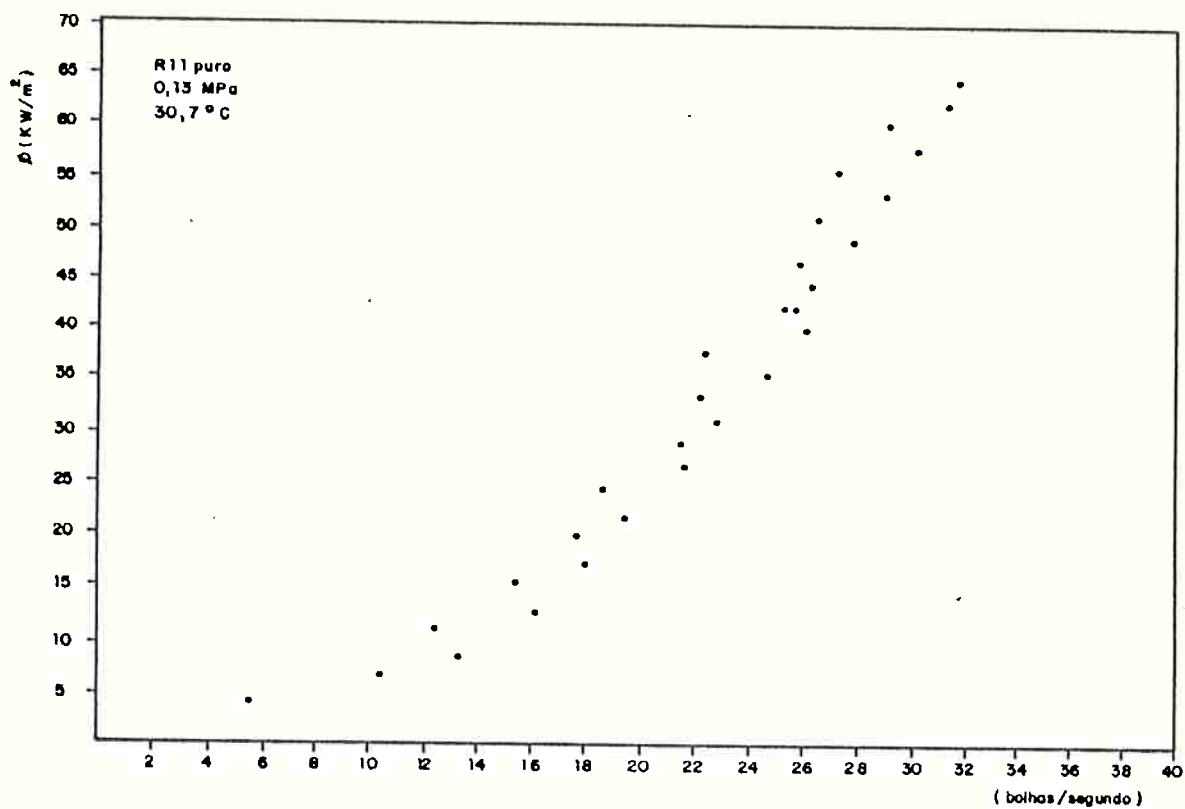


Figura 3.25 Resultados experimentais da frequência de bolhas para o R11 puro.

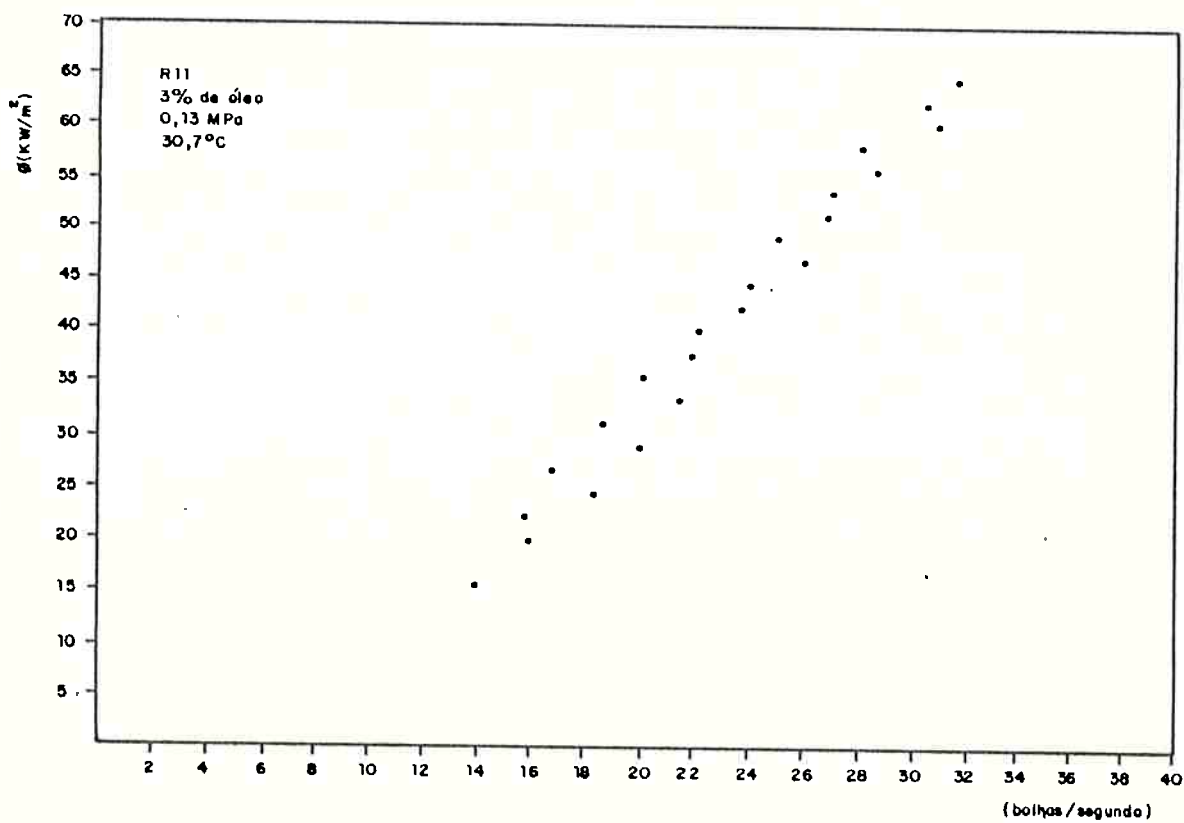


Figura 3.26 Resultados experimentais da frequência de bolhas para a mistura R11 + 3% de óleo.

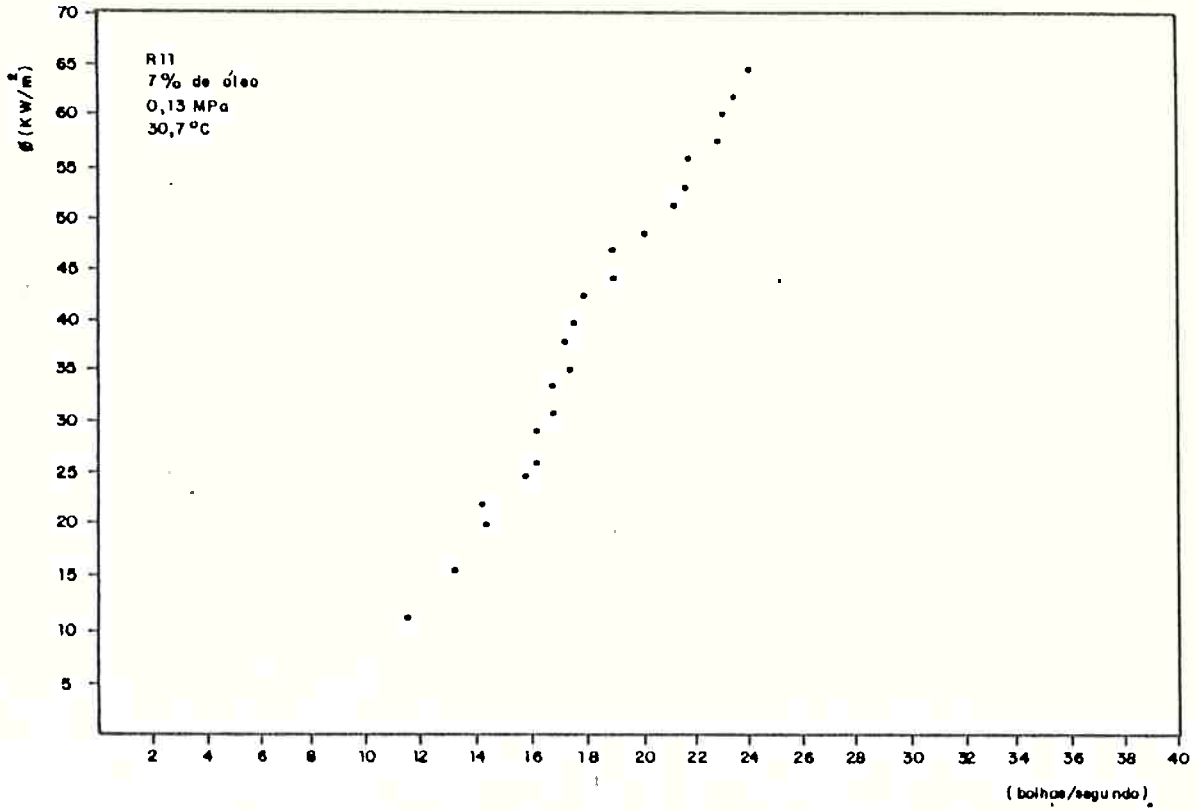


Figura 3.27 Resultados experimentais da frequência de bolhas para a mistura R11 + 7% de óleo

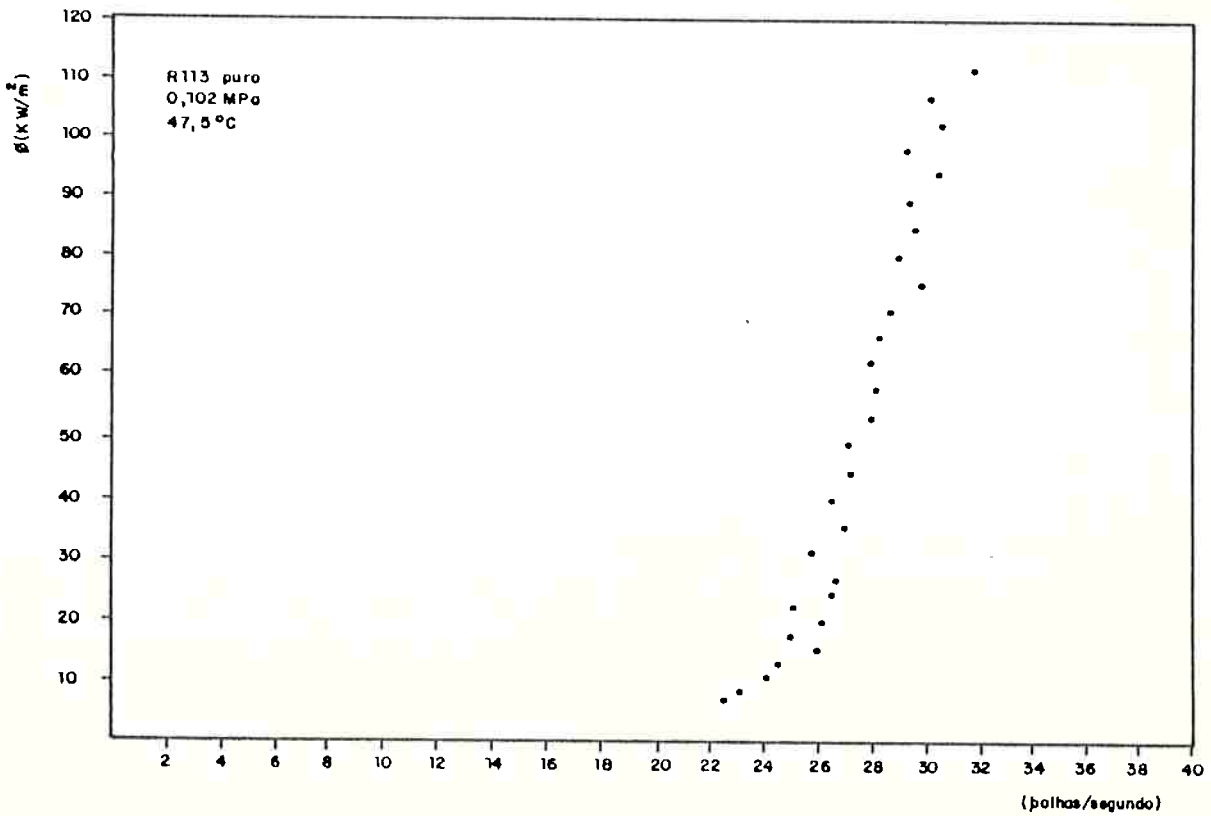


Figura 3.28 Resultados experimentais da frequência de bolhas para o R113 puro

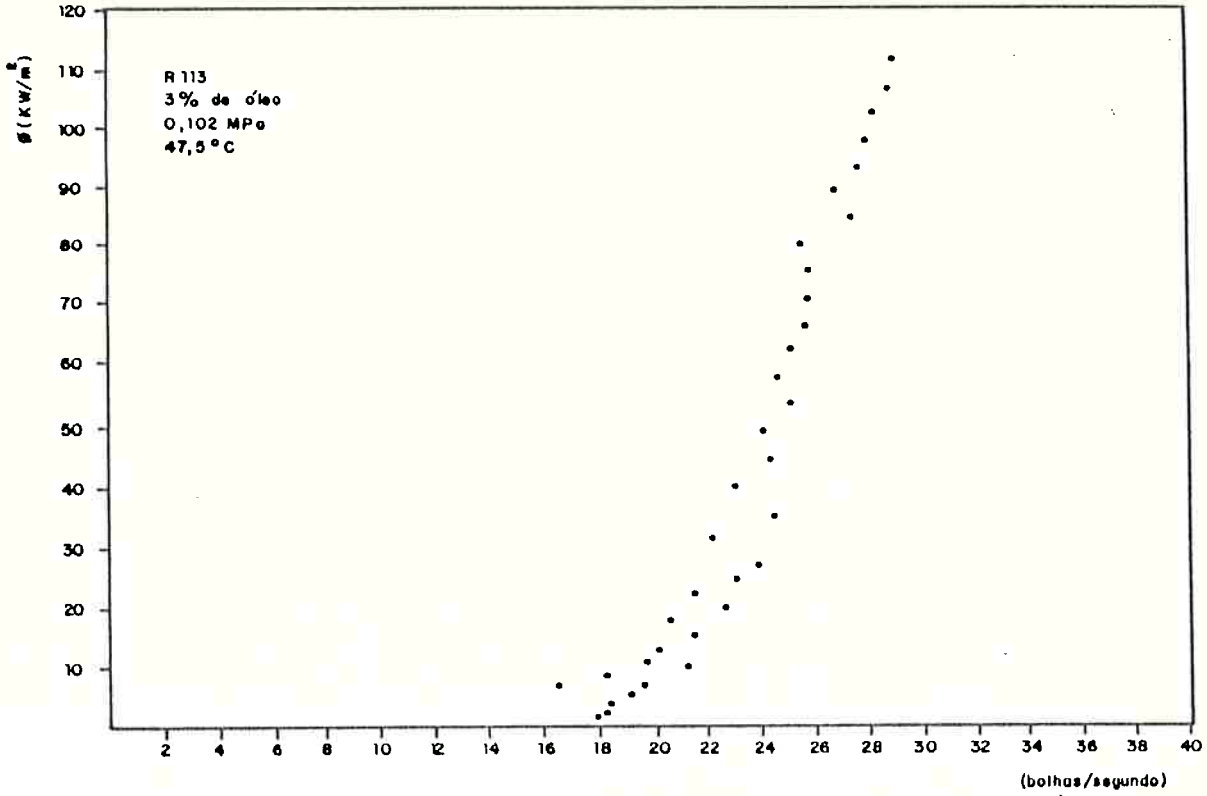


Figura 3.29 Resultados experimentais da frequência de bolhas, para a mistura R113 + 3% de óleo

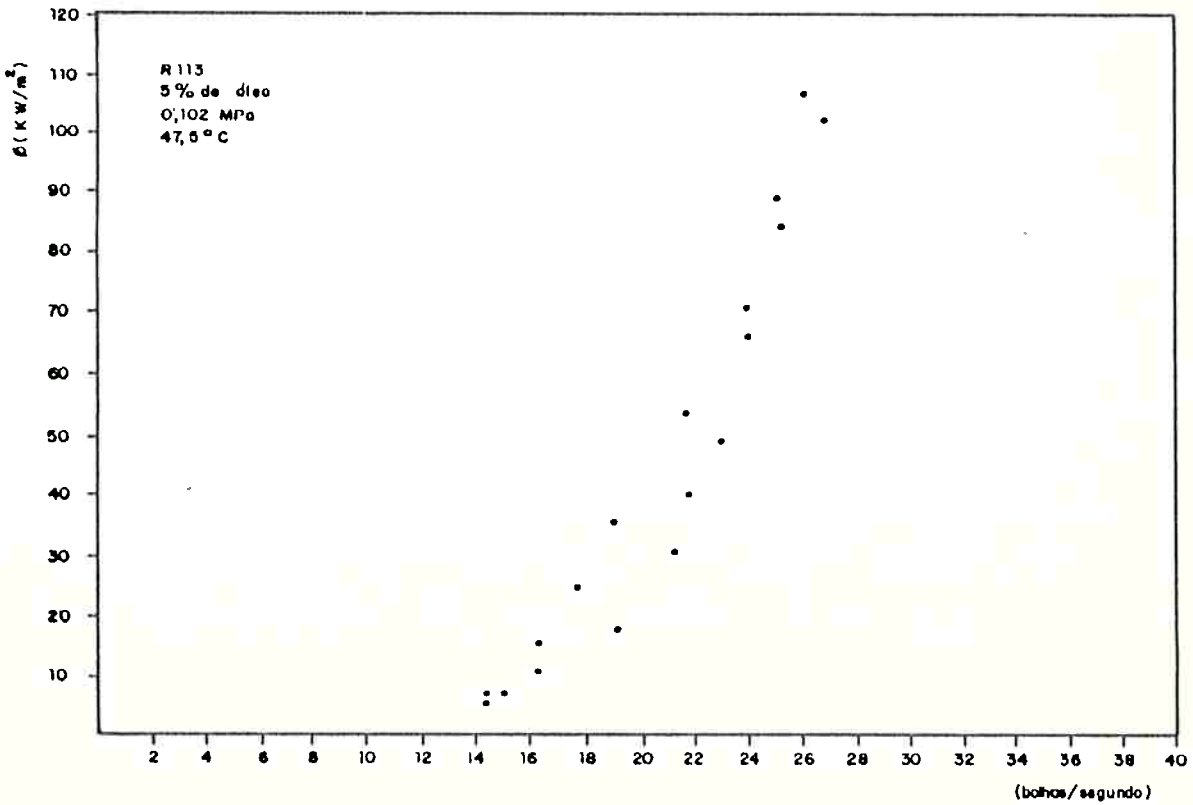


Figura 3.30 Resultados experimentais da frequência de bolhas, para mistura R113 + 5% de óleo.

Pelas figuras anteriores fica evidente que a presença do óleo altera a frequência com que as bolhas se despreendem da superfície de aquecimento e que essa alteração ocorre no sentido de diminuir a frequência à medida que se aumenta a concentração de óleo. Fisicamente o que ocorre com a mistura na região próxima a superfície é que com a evaporação gradativa do elemento mais volátil (refrigerante) forma-se uma camada rica em óleo junto a superfície, a qual inibe a formação e crescimento das bolhas.

De uma maneira geral os resultados mostram que a frequência de bolhas para a região de Ebulição Plenamente Desenvolvida varia entre 10 e 35 bolhas por segundo, valores estes que diminuem quando se aumenta a concentração de óleo para um mesmo nível de potência.

3.6.1 Correlações da Frequência de Bolhas

Os resultados experimentais da frequência de bolhas obtidos para os refrigerantes R11 e R113 puros e suas misturas com óleo, em função do fluxo de calor total (ϕ) fornecido, podem ser encontrados nas tabelas E.1 até E.13, do Apêndice E.

A frequência de bolhas, f , foi correlacionada ao fluxo de calor, ϕ , e os resultados serão apresentados à seguir:

a) Refrigerante R113 puro e misturas R113-óleo.

Equação:

$$f = 20,89856 + [(8,47574 \cdot 10^{-5}) \phi]$$

com:

$$r = 0,706$$

$$\sigma = 2,072$$

$$\phi \text{ em } W/m^2$$

$$f \text{ em } 1/s$$

b) Refrigerante R11 puro e misturas R11-óleo

Equação:

$$f = 11,059 + [(3,2148 \times 10^{-4}) \phi]$$

com:

$$r = 0,893$$

$$\sigma = 2,285$$

$$\phi \text{ em } W/m^2$$

$$f \text{ em } 1/s$$

c) Refrigerante R11 e R113 e suas misturas com óleo, juntos.

Equação:

$$f = 17,0268 + [(1,501178 \times 10^{-4}) \phi]$$

com:

$$r = 0,756$$

$$\sigma = 3,021$$

$$\phi \text{ em } W/m^2$$

$$f \text{ em } 1/s$$

Nas figuras 3.31 à 3.33 são apresentados os pontos experimentais da frequência de bolhas em função de ϕ , juntamente com suas regressões lineares, isoladamente para os refrigerantes R11 e R113 e para o conjunto de dados envolvendo ambos.

3.7 Análise de Erros

3.7.1 Introdução (Definições)

Chama-se de medição ao processo que consiste em obter, por meio de experimentos, a relação numérica entre uma magnitude sujeita à medição e certo valor adotado como unidade de referência, de acordo com definição de Preobrazhenski [38]. Ao medir qualquer magnitude ob

tem-se um resultado algo diferente do valor verdadeiro. A essas alterações denomina-se de erros de medição, ou seja, a divergência do resultado da medição com respeito ao valor verdadeiro da magnitude medida.

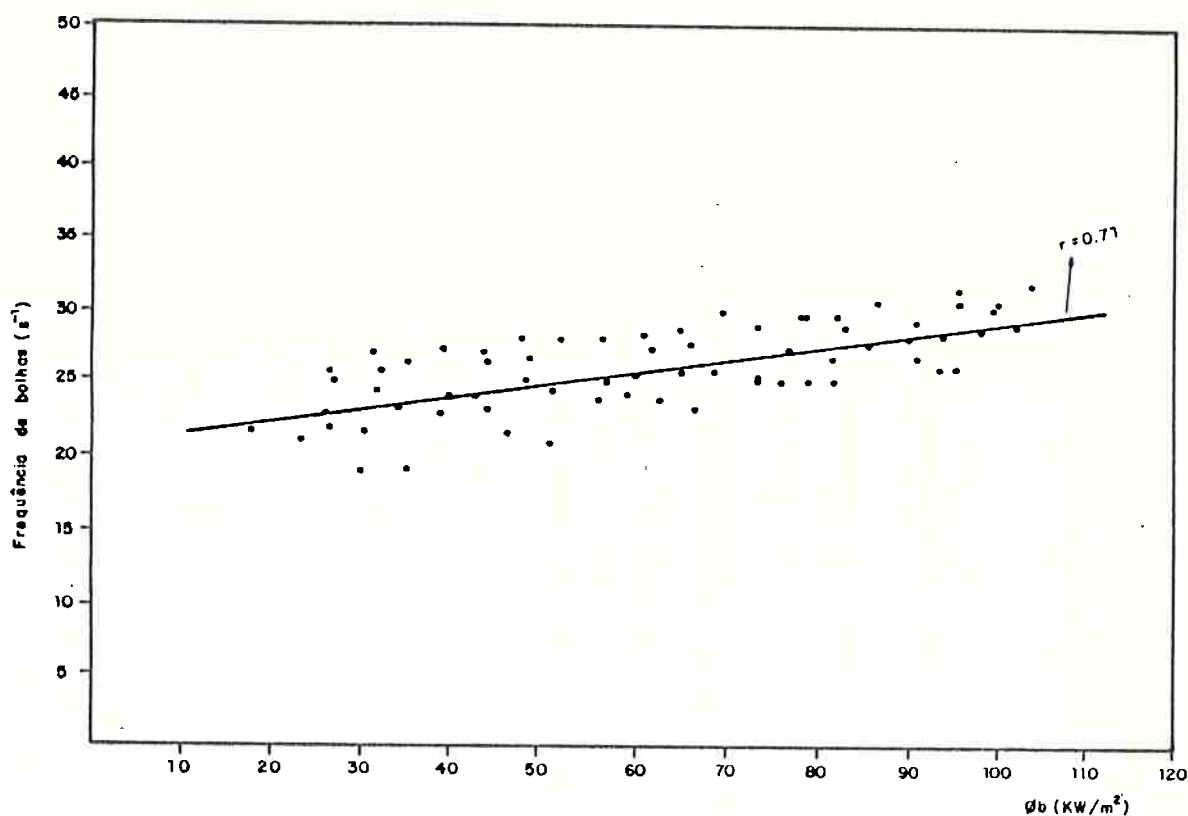


Figura 3.31 Resultados experimentais da frequência de bolhas para o refrigerante R113 puro e R113 + óleo.

À diferença entre o valor obtido durante a medição e o valor verdadeiro, chama-se erro absoluto; à razão entre o erro de medição e o valor verdadeiro designa-se por erro relativo.

Os erros de medição também podem ser divididos em erros aleatórios ou sistemáticos. Por aleatório se entende o erro de medição que varia casualmente (aleatoriamente) ao se medir repetidas vezes uma mesma magnitude. Eles são provocados por fatores que não se pode determinar no processo de medição e sobre os quais é impossível exercer influência. O erro sistemático permanece constante ou varia de maneir

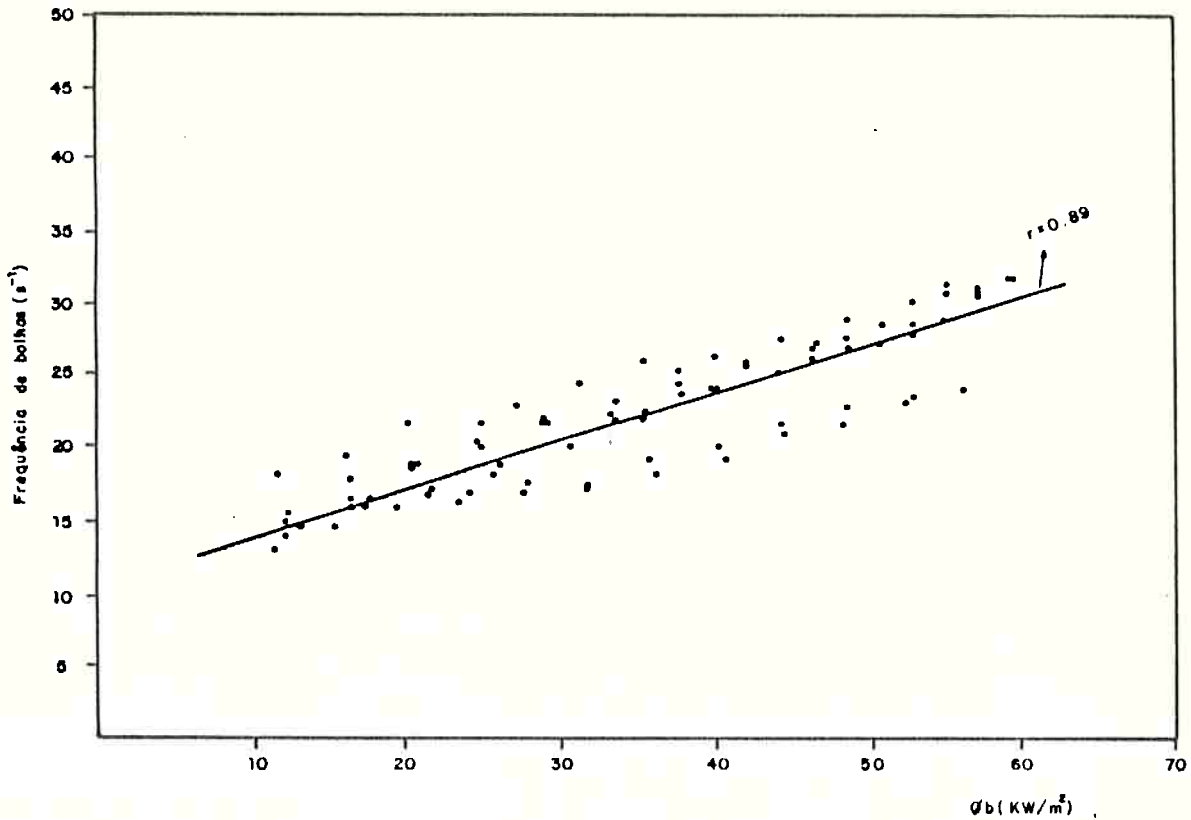


Figura 3.32 Resultados experimentais da frequência de bolhas para o refrigerante R11 puro e R11 + óleo

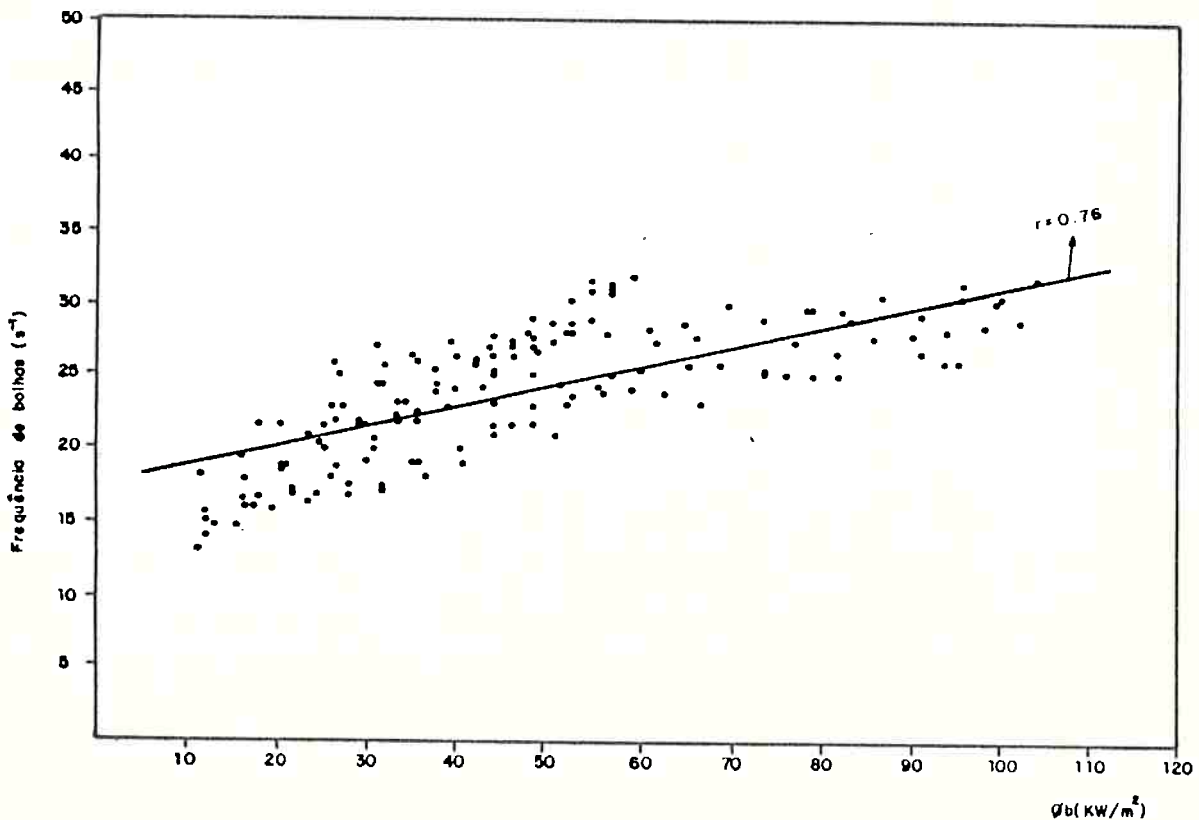


Figura 3.33 Resultados experimentais da frequência de bolhas para os refrigerantes R11 e R113 puros e em misturas com óleo

ra regular durante as medições. Quando conhecidos, permitem a correção do valor medido. Quanto menores os erros aleatórios de uma medida, tanto maior a sua precisão; quanto menores os erros sistemáticos, maior será a acurácia das medidas.

De acordo com [38] os erros sistemáticos podem ser classificados como: erros instrumentais, erros resultantes do procedimento de medição, erros subjetivos, erros devidos à instalação e erros metódicos. Como já foi dito, esses erros podem ser corrigidos ou minimizados quando detectados, e a calibração, por exemplo, é uma prática comum para diminuir esses erros.

3.7.2 Metodologia

3.7.2.1 Incertezas Aleatórias

Considere \bar{X} como sendo a média aritmética de N medidas independentes de uma grandeza medida, X , num experimento de múltiplas amostras. De acordo com Albernethy [39] o índice de precisão, S , pode ser determinado pela conhecida expressão do desvio-padrão:

$$S = \left[\frac{\sum_{k=1}^N (X_k - \bar{X})^2}{N - 1} \right]^{1/2} \quad (3.1)$$

O índice de precisão da média de uma série de medidas é sempre menor do que o de uma medida individual, sendo dado por:

$$S_{\bar{X}} = \frac{S}{\sqrt{N}} \quad (3.2)$$

A incerteza, IR , para os erros aleatórios pode ser representada, de acordo com Moffat [40], por:

$$IR = t S_{\bar{X}} \quad (3.3)$$

onde t é um multiplicador determinado pela distribuição estatística de Student, que será utilizada no presente trabalho, pois para experimentos em que $N \leq 20$ esta distribuição é a mais indicada [38]. Para o presente caso onde $N = 3$, e em que se impôs um nível de confiabilidade de 95%, o que implica de acordo com [38] em $t = 4,30$.

Um programa para computador calculou S , $S_{\bar{X}}$ e IR correspondentes aos testes realizados, para cada concentração de óleo e para cada nível de potência estabelecida.

Assim sendo foram estimadas as incertezas aleatórias, IR , que se seguem:

IRQ + incerteza aleatória na potência fornecida, que é igual a zero, pois a potência era imposta pelo operador.

$IRTP$ + incerteza aleatória na temperatura da superfície.

$IRTB$ + incerteza aleatória na temperatura do banho.

A IR total para cada patamar de potência foi obtida pelo método da raiz quadrada da soma dos quadrados (RSS - root sum square), qual seja:

$$IR = \sqrt{IRQ^2 + IRTP^2 + IRTB^2} \quad (3.4)$$

3.7.2.2 Incetezas Sistemáticas

Para que se possa fazer uma estimativa desses erros, é necessário conhecer a incerteza fixa provocada por cada instrumento utilizado nos testes. Essas incertezas foram consideradas como sendo os erros de instrumento de medida e de medição (caso da área da resistência).

- Incertezas sistemáticas na potência:

ISQ = 1,0 watt, para potências até 120 watts

ISQ = 2,5 watts, para potências entre 120 e 600 watts

- Incertezas sistemáticas nas temperaturas da superfície e do banho:

banho termostático = 0,10°C

multímetro = 0,25°C

erro de regressão = 0,03°C

portanto, ISTP = 0,03°C e ISTB = 0,3°C

- Incerteza sistemática no superaquecimento ($T_p - T_{sat}$):

ISAT = 0,42°C

obtido pela aplicação do método RSS aos erros sistemáticos nas medidas da temperatura da superfície (ISTP) e do banho (ISTB).

- Incerteza sistemática na medida da área da resistência: sendo

$$A = \frac{\pi D^2 L}{4} \quad (3.5)$$

estimou-se a incerteza na área, A , pela equação:

$$\delta A = \frac{\partial A}{\partial D} \delta D + \frac{\partial A}{\partial L} \delta L \quad (3.6)$$

com: $\delta D = \delta L = 0,000025$ m

$L = 0,10$ m

$D = 0,0142$ m

obtem-se $A = 5,9722 \times 10^{-8} \text{ m}^2$, portanto

$$ISA = 5,9722 \times 10^{-8} \text{ m}^2$$

3.7.2.3 Incertezas Totais

As incertezas totais foram avaliadas pelo método RSS, combinando-se as incertezas aleatórias e sistemáticas de cada grandeza medida:

$$IF = \sqrt{IR^2 + IS^2} \quad (3.7)$$

De acordo com Moffat [40,41] para um resultado, S , calculada para uma série de dados de entrada $(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n)$, a incerteza é:

$$\delta S = \left\{ \left(\frac{\partial S}{\partial X_1} \delta X_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial S}{\partial X_2} \delta X_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial S}{\partial X_n} \delta X_n \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.8)$$

Para o caso especial onde o resultado pode ser escrito como um produto de termos, a Incerteza Relativa, $\delta S/S$ pode ser avaliada como se segue:

$$\text{se } S = X_1^a X_2^b X_3^c \dots X_n^n \quad (3.9)$$

então

$$\frac{\delta S}{S} = \left\{ \left(\frac{a \delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(\frac{b \delta X_2}{X_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{n \delta X_n}{X_n} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.10)$$

No presente caso, onde os principais parâmetros medidos são o fluxo de calor ($\phi = Q/A$) e o superaquecimento da superfície ($\Delta T = T_p - T_{\text{sat}}$), descritos por:

$$h = \frac{Q}{A \Delta T} \quad (3.11)$$

tem-se:

$$\frac{\delta h}{h} = \left\{ \left(\frac{\delta Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{\delta A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T}{\Delta T} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.12)$$

sendo $\delta h/h$, a incerteza relativa no coeficiente de transferência de calor obtido experimentalmente, e δQ , δA e $\delta \Delta T$, as incertezas totais IFQ, IFA e IFT, respectivamente.

3.7.3 Resultados Obtidos

Nesta seção são apresentados três tabelas, 3.3, 3.4 e 3.5, com resultados das incertezas, obtidas para o R113 puro, R114 puro e R11 + 3% de óleo, que fornecem uma idéia do comportamento do erro nos resultados experimentais obtidos.

Tabela 3.3 Incertezas obtidas nos testes com R113 puro

Fluxo de calor(W/m ²)	Incerteza em ϕ (W/m ²)	Incerteza na área(m ²)	Incerteza em ΔT (°C)	"h" (W/m ² °C)	Incerteza em h (δh)	$\frac{\delta h}{h}$ (%)
1793	224	$5,97 \times 10^{-8}$	0,7	299	51	± 17,0
4483	224	$5,97 \times 10^{-8}$	0,7	340	47	± 13,8
31383	560	$5,97 \times 10^{-8}$	1,0	2293	170	± 7,4
58283	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,9	3679	202	± 5,5
76216	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,9	4406	281	± 5,2
103116	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,8	5261	221	± 4,2
89665	560	$5,97 \times 10^{-8}$	1,0	4715	240	± 5,1
44833	560	$5,97 \times 10^{-8}$	1,3	2899	249	± 8,6

Os resultados gerais para todos os testes realizados mostraram que o percentual de erro na estimativa do coeficiente de transferência de calor é maior na região de convecção natural (fluxo de calor menores que 7 kW/m²), onde o fluxo de calor fornecido à superfície é baixo e o erro devido ao instrumento (wattímetro) contribui com a maior parcela de incerteza. Quando a ebulição está plenamente desenvolvida (fluxos de calor acima de 30 kW/m²) a incerteza diminui, sofrendo variações de no máximo 2%. Os resultados médios da incerteza relativa no coeficiente de transferência de calor obtido foram:

Tabela 3.4 Incertezas obtidas nos testes com R114 puro

Fluxo de calor (W/m^2)	Incerteza em ϕ (W/m^2)	Incerteza na área (m^2)	Incerteza em ΔT ($^{\circ}C$)	"h" (W/m^2 $^{\circ}C$)	Incerteza em h (δh)	$\frac{\delta h}{h}$ (%)
1793	224	$5,97 \times 10^{-8}$	0,6	311	51	$\pm 16,4$
4483	224	$5,97 \times 10^{-8}$	0,9	386	60	$\pm 15,6$
31383	560	$5,97 \times 10^{-8}$	1,7	2804	149	$\pm 5,3$
49316	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,9	3868	275	$\pm 7,1$
85182	560	$5,97 \times 10^{-8}$	1,4	5500	451	$\pm 8,2$
112082	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,6	6374	229	$\pm 3,6$
71732	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,7	5029	256	$\pm 5,1$
53799	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,9	4291	309	$\pm 7,2$

Tabela 3.5 Incertezas obtidas nos testes com R11 + 3% de óleo

Fluxo de calor (W/m^2)	Incerteza em ϕ (W/m^2)	Incerteza na área (m^2)	Incerteza em ΔT ($^{\circ}C$)	"h" (W/m^2 $^{\circ}C$)	Incerteza em h (δh)	$\frac{\delta h}{h}$ (%)
1793	224	$5,97 \times 10^{-8}$	0,7	418	85	$\pm 20,4$
3587	224	$5,97 \times 10^{-8}$	0,5	411	63	$\pm 15,3$
6277	224	$5,97 \times 10^{-8}$	0,6	415	51	$\pm 12,2$
31383	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,8	2560	166	$\pm 6,5$
44833	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,9	3564	271	$\pm 7,6$
62766	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,9	4582	289	$\pm 6,3$
47075	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,7	3866	220	$\pm 5,7$
33625	560	$5,97 \times 10^{-8}$	0,6	3066	175	$\pm 5,7$

- Região de Convecção Natural: $\pm 15\%$

- Região de Ebulição Plenamente Desenvolvida: $\pm 6\%$

A incerteza final média no superaquecimento da superfície foi de $\pm 0,9^{\circ}C$.

rados com os resultados de Jensen et alli [20, 35]. A fig. 4.1 ilustra essa comparação para dados de fluxo de calor versus superaquecimento da superfície.

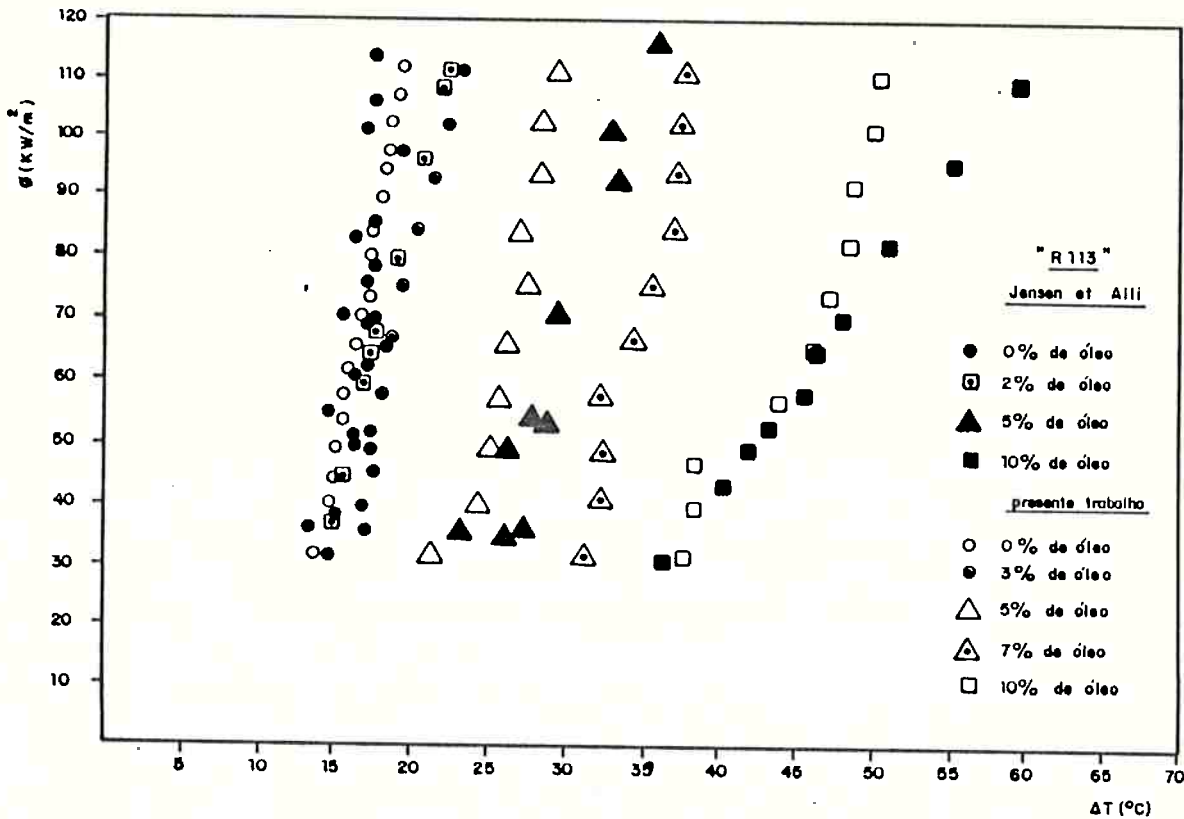


Figura 4.1 Comparação dos resultados experimentais de Jensen et alli [35] com os resultados obtidos no presente trabalho (Região de ebulição plenamente desenvolvida).

A experiência de Jensen foi desenvolvida com uma resistência de aço inox 321 com 0,127 m de diâmetro externo (valor próximo do presente trabalho). A temperatura de saturação foi mantida igual à 46,5°C e a pressão foi de uma atmosfera.

Pelo que se observa na fig. 4.1, os resultados obtidos no presente trabalho são compatíveis com os de Jensen. Variações da ordem de 5 a 20% em termos de superaquecimento (ΔT) para um mesmo fluxo de calor são encontradas. Estas variações podem ser atribuídas ao procedimento de medida, ou ao material da resistência de aquecimento (Jen-

sen - aço inox, presente trabalho - latão) ou ainda a outros fatores como diâmetro da resistência, grau de acabamento da superfície, etc. O conjunto dos dados dos dois experimentos mostra que o óleo tem um efeito significativo na transferência de calor.

A fig. 4.2 compara os resultados para a região de Ebulição Plenamente Desenvolvida deste trabalho com os de Chongrungrong et ali [11], mostrando a variação do coeficiente de transferência de calor com o superaquecimento da superfície para o refrigerante R11 puro e com 10% de óleo. Naquele trabalho a resistência de aquecimento era do tipo cartucho, feita em cobre comercial e com um diâmetro externo de 0,0158 m.

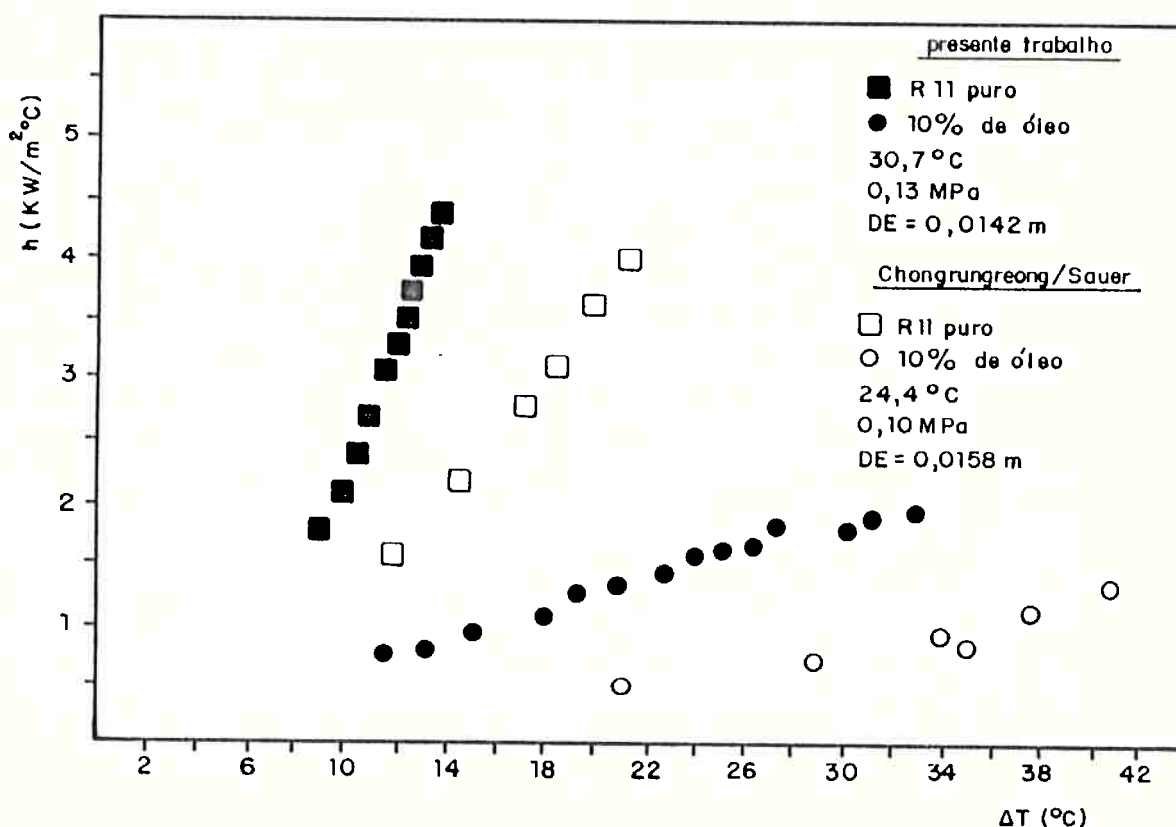


Figura 4.2 Comparação de resultados experimentais de Chongrungrong/Sauer [11] com resultados do presente trabalho

As discrepâncias desses resultados ocorrem principalmente devido ao efeito de pressão, discutido na Seção 3.4. Os resultados do presente trabalho foram obtidos para uma pressão de 0,13 MPa, enquanto

que os de Chongrungreong et alli o foram para 0,10 MPa. Outros fatores, já citados, como material da resistência, polimento, instrumentação, certamente contribuem para essas variações nos resultados.

O único trabalho que apresenta alguns pontos experimentais para a ebulição nucleada do R114 é o de Wanniarachchi et alli [22], onde se utilizou de uma resistência cilíndrica com diâmetro externo igual à 0,0159 m. Os testes foram realizados à temperatura de saturação de $-2,2^{\circ}\text{C}$. A figura 4.3 mostra, a título de comparação, os resultados destes autores com os do presente trabalho.

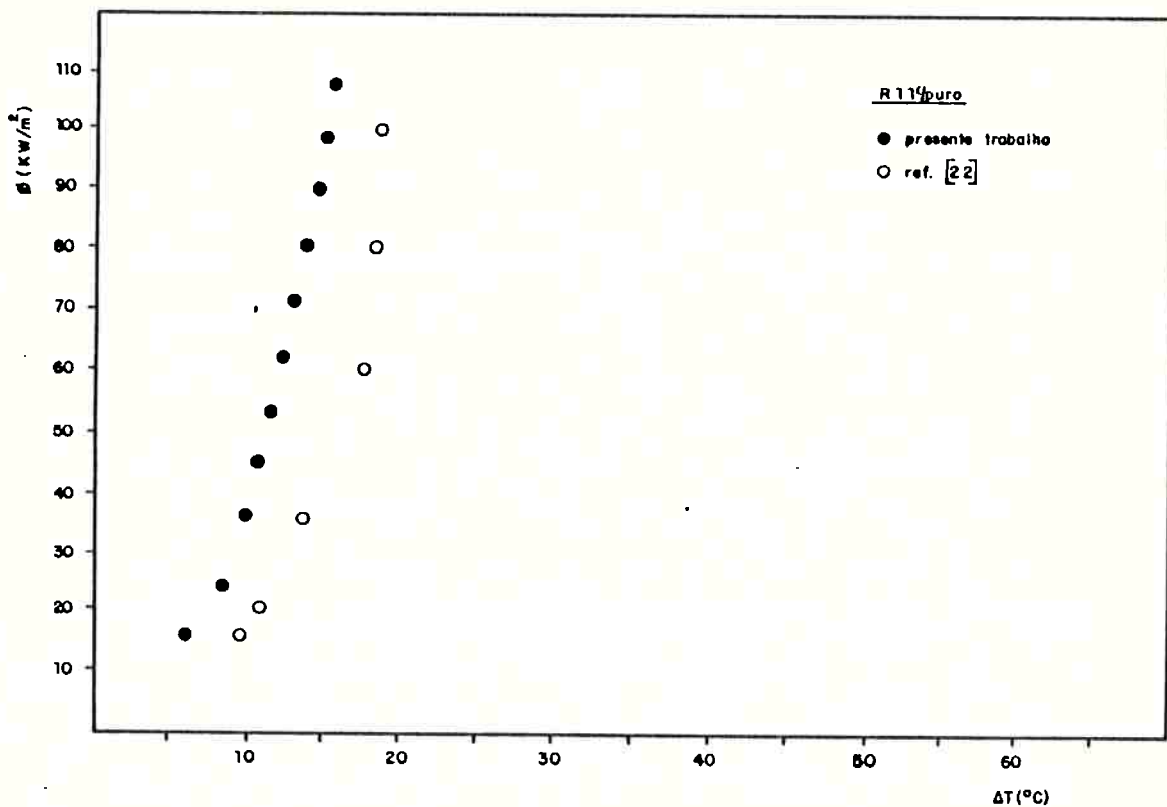


Figura 4.3 Comparação dos resultados experimentais de [22] com os do presente trabalho, para a ebulição nucleada do R114 puro

Novamente o efeito de pressão está presente, fazendo com que os dados experimentais obtidos no presente trabalho se situem um pouco à esquerda (ΔT menor) do que os resultados da literatura, uma vez que neste trabalho a temperatura de saturação foi de $6,0^{\circ}\text{C}$ (pressão

igual à 0,115 MPa), enquanto que os testes de Wanniarachchi et alli foram realizados à uma temperatura de saturação de $-2,2^{\circ}\text{C}$ (que corresponde a pressão manométrica negativa).

O que se conclue destas comparações é que de um modo geral os resultados obtidos são compatíveis com aqueles encontrados na literatura, levando-se em consideração peculiaridades de cada montagem e condições em que se realizaram os testes.

4.3 Efeito do Óleo no Diâmetro de Bolha

O diâmetro de despreendimento da bolha da superfície de aquecimento, D_b , foi estimado, no presente trabalho, pela correlação sugerida por Cole e Rohsenow [48], segundo a qual:

$$D_b = K \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} (Ja_m)^{5/4} \quad (4.1)$$

onde:

$$K = 4,65 \times 10^{-4}$$

$$Ja_m = \text{Número de Jacob modificado} = \frac{\rho_l C_{pl} T_{sat}}{\rho_v h_{lv}}$$

Pela aplicação da Eq. (4.1), em função da concentração de óleo na mistura, obtiveram-se os resultados mostrados na tabela 4.1, para os refrigerantes R11 e R113. Os diâmetros de bolha assim obtidos, foram correlacionados com a concentração de óleo, obtendo-se:

Refrigerante R11

$$D_b = 6,86271187 \cdot 10^{-4} + (1,51016948 \cdot 10^{-3} \cdot C)$$

Tabela 4.1 Resultados da Equação (4.1) para o R11 e R113

Concentração de óleo (%)	"R11" D_b (m)	"R113" D_b (m)
0	0,000684	0,000963
1	0,000706	0,000966
3	0,000728	0,00103
5	0,000748	0,00105
7	0,000763	0,00107

com:

$$r = 0,993$$

$$\sigma = 4,519 \cdot 10^{-6}$$

Refrigerante R113

$$D_b = 9,6280488 \cdot 10^{-4} \cdot (1,65609753 \cdot 10^{-3} \cdot C)$$

com:

$$r = 0,969$$

$$\sigma = 1,391 \cdot 10^{-5}$$

A tendência observada é a de que o diâmetro de bolha, D_b , aumenta com a elevação da concentração de óleo na mistura, como resultado da formação de uma camada rica em óleo junto à superfície de aquecimento. Quanto maior a concentração inicial da mistura, tanto maior será a influência dessa concentração de óleo junto à superfície. Como consequência, ocorrem alterações na tensão superficial da interface líquido-sólido, aumentando as forças adesivas, do que resulta um diâmetro maior de despreendimento da bolha.

Em resumo o aumento da concentração de óleo aumenta o diâmetro de despreendimento das bolhas e diminui a frequência das mesmas, como foi observado na Seção 3.6.

4.4 Efeito do Óleo no Número de Cavidades Ativas

A estimativa do efeito do óleo no número de cavidades ativas foi realizada através da correlação proposta por Lorenz/Mikic e Rohsenow [50], qual seja:

$$\frac{n}{A} = \frac{\phi}{2 \sqrt{\pi} \sqrt{(k \rho C_p)_l} \sqrt{f} D_b^2 \Delta T} \quad (4.2)$$

onde D_b foi calculado pela Eq. (4.1)

O fluxo de calor na Eq. (4.2) é o fluxo de calor total que inclui as parcelas devidas a convecção natural e devida a ação das bolhas, segundo o referido modelo. O fluxo de calor devido à convecção natural quando o regime de ebulição está plenamente desenvolvido é pequeno ($\pm 6\%$), como será discutido mais adiante. Assim, desde que:

$$\phi = \phi_{cn} + \phi_b$$

desprezando-se ϕ_{cn} , pode-se escrever:

$$\phi \approx \phi_b$$

Os resultados obtidos pela aplicação da Eq. (4.2) mostraram que o número de cavidades aumentaram com o incremento do fluxo de calor, e que, para um mesmo nível de potência fornecida, n/A diminui à medida que se aumenta a porcentagem de óleo na mistura.

De um modo geral o número de cavidades para as misturas de óleo com R11 e R113 variaram entre 500 à 6000 por metro quadrado de área aquecida, para o fluxo de calor variando entre 10 à 120 kW/m².

Os resultados obtidos para o R11 são mostrados na Fig. 4.4, que

ilustra o efeito do óleo na ativação de cavidades.

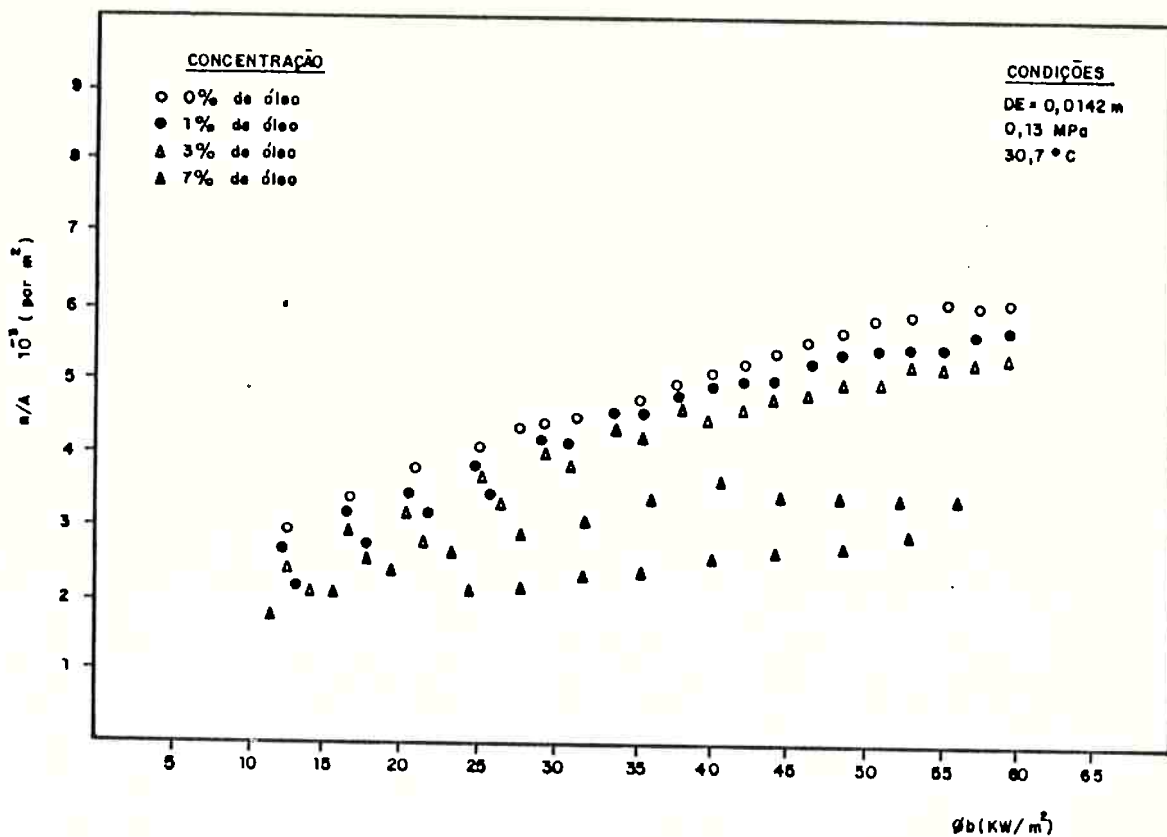


Figura 4.4 Número de cavidades ativas, n/A , para o R11 puro e misturas R11/óleo

A formação de um gradiente de concentração de óleo à partir da superfície de aquecimento afeta não só o tamanho das bolhas, como foi visto no tópico anterior, como também o número de cavidades ativas, exigindo um maior superaquecimento para que as forças de empuxo superem as forças adesivas e as bolhas se destaquem da cavidade, tornando-a ativada. Esse efeito é intensificado com o incremento da concentração de óleo.

Uma observação importante é a de que o número de cavidades ativas, n/A , obtido nos experimentos durante o incremento é inferior àquele obtido quando da diminuição do fluxo de calor, ou seja, para um mesmo patamar de potência fornecida obtém-se valores distintos para o número de cavidades ativas, caracterizando o referido efeito de histerese, que será comentado mais adiante.

4.5 O Efeito da Concentração de Óleo sobre o Coeficiente de Transferência de Calor

Como foi visto no Capítulo 3 e nos trabalhos apresentados na revisão bibliográfica, o coeficiente de transferência de calor diminui à medida que a concentração de óleo da mistura aumenta. Nesta Seção procuraremos analisar fisicamente o que ocorre durante a ebulição da mistura e como o óleo afeta a transferência de calor.

Admitindo-se que o principal mecanismo de transferência de calor junto à superfície aquecida seja resultante da agitação das bolhas, que promove um movimento de fluido junto à parede, pode-se estabelecer uma relação funcional entre os parâmetros adimensionais que caracterizam o fenômeno, de tal forma que o coeficiente de transferência de calor seria função dos números de Prandtl e de Reynolds locais e das propriedades da mistura.

Pela presença de uma maior quantidade de óleo o fluido fica mais viscoso, o que pode ser observado nas tabelas 2.6, 2.7 e 2.8 do Capítulo 2. Como resultado, observam-se alterações no número de Prandtl, o que provoca uma menor velocidade de agitação das bolhas ou um menor número de Reynolds, e conseqüentemente, uma redução no coeficiente de transferência de calor, h . Em outras palavras, devido a ocorrência de um gradiente de concentração (camada de óleo) à partir da parede (como ilustrado na Fig. 4.5), tem-se uma inibição da agitação do fluido pelas bolhas, o que acarreta em diminuição da transferência de calor. Além disso, como foi comentado na Seção 4.3, o aumento da concentração de óleo aumenta o tamanho das bolhas e diminui sua frequência, o que levaria a uma redução na transferência de calor, uma vez que haveria uma menor agitação promovida pelas bolhas. O tamanho das bolhas varia com o ângulo de contato (determinado pela superfície e a tangente à interface líquido-vapor da bolha) que, por

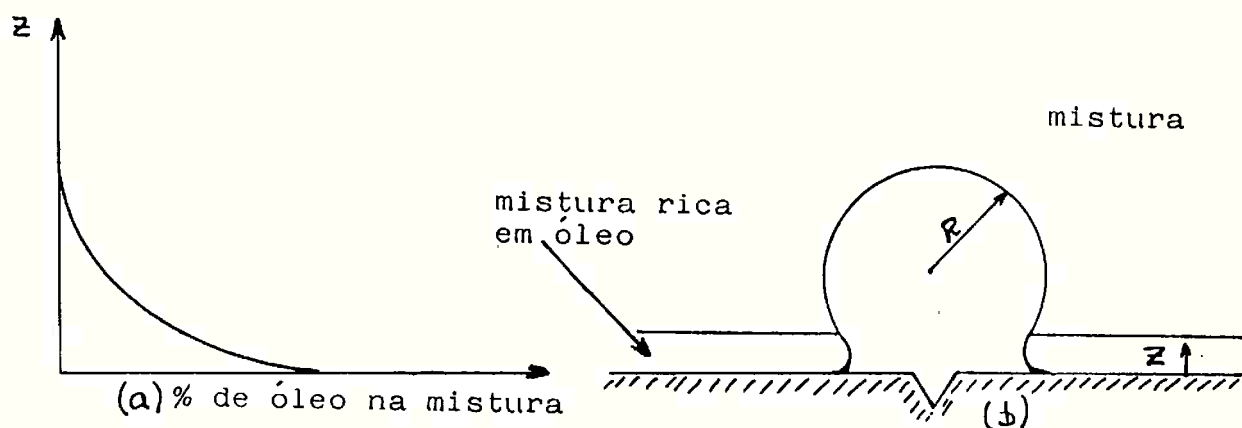


Figura 4.5 Gradiente de concentração de óleo junto à superfície de aquecimento

sua vez, varia com a tensão superficial. Como foi visto no Capítulo 2, a tensão superficial da mistura refrigerante-óleo aumenta com o aumento da concentração de óleo, causando alterações no ângulo de contato e como decorrência no tamanho das bolhas.

Vejamos agora como o óleo influencia a transferência de calor, fazendo uma análise com relação a efeitos de termocapilaridade, outro possível mecanismo de remoção de calor da superfície aquecida.

Quando uma bolha se forma em uma cavidade da superfície de aquecimento, estabelecem-se movimentos do fluido junto à interface líquido-vapor, à partir da parede.

Esses escoamentos de líquido em torno da bolha, ocorrem devido à gradientes térmicos. Daí o nome Termocapilaridade. A Fig. 4.6, ilustra esta situação.

Acontece, porém, que na ebulição de misturas refrigerante-óleo, ocorre também a formação de um gradiente de concentração junto a superfície (como já foi comentado), do que resulta um gradiente de tensão superficial que promove o arrasto de líquido junto à interface líquido-vapor, em direção a superfície de aquecimento. Desta forma, o aumento da concentração de óleo inibe os efeitos de termocapilaridade, reduzindo a remoção de calor da superfície.

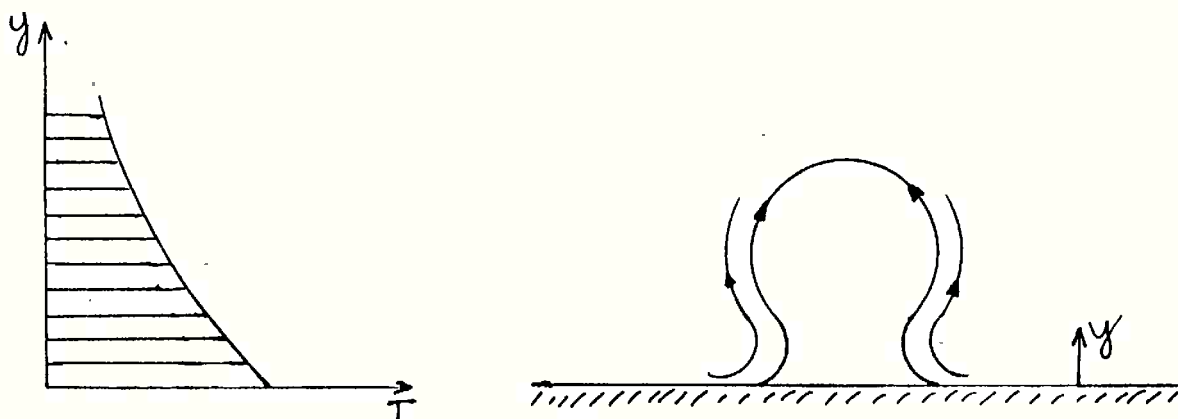


Figura 4.6 Movimento de fluido junto à interface líquido-vapor como resultado da ocorrência de gradientes térmicos

Durante os ensaios, foram obtidas fotos do efeito de termocapilaridade na ebulição incipiente. Veja Fotos A.3, A.4 e A.5 no Apêndice A.

Outro mecanismo que pode influenciar a transferência de calor na ebulição nucleada é o de Micro-Convecção na região entre bolhas vizinhas junto à superfície de aquecimento. Neste caso, é admitido que a remoção de calor da superfície é o de convecção promovido pelo movimento de expansão das bolhas durante seu crescimento.

Com o aumento da concentração de óleo, a movimentação do líquido é reduzida, pois aumenta sua viscosidade. A tensão superficial na interface líquido-vapor também é alterada, dificultando a expansão da bolha. Dessa maneira, a transferência de calor fica prejudicada.

4.6 Efeito de Histerese na Curva de Ebulição

4.6.1 Descrição do Fenômeno

Diversos autores que estudaram o processo de transferência de calor na ebulição nucleada de algumas misturas têm citado a existência de determinado efeito de histerese nas curvas de ebulição obtidas. Stralen e Cole [36], por exemplo, observaram este efeito na ebulição

da mistura de leite com agente coagulante utilizado pela indústria de laticínios. Farber e Scolah [43], investigando a ebulição água/óxido de cobre, e Palen e Westwater [44], estudando a ebulição de uma solução de óxido de cromo-sulfato de cálcio, também observaram a ocorrência de histerese. Alguns trabalhos sobre ebulição de misturas refrigerante-óleo [18, 20, 22 45] também citam tal efeito.

Nos testes realizados, observou-se que, para pequenos superaquecimentos da superfície, o mecanismo de transferência de calor é essencialmente por convecção natural, mas, à medida que esse superaquecimento é incrementado, bolhas isoladas começam a aparecer na superfície. Com o aumento gradativo do fluxo de calor, a população de bolhas aumenta até que toda a superfície seja tomada por bolhas, iniciando a denominada ebulição plenamente desenvolvida. Se depois de atingir um nível máximo, diminui-se o fluxo de calor, observa-se que para a mesma potência, o superaquecimento é menor que no caso em que a potência era incrementada, caracterizando efeitos de histerese, os quais se acentuam à medida que a concentração de óleo é aumentada.

O efeito de histerese nas curvas de ebulição obtidas no presente trabalho pode ser observado nas curvas de ebulição apresentadas no Capítulo 3. Nelas ficou evidenciado, também, que o fenômeno é intensificado com o aumento do óleo na mistura, provocando um maior distanciamento entre os dois ramos da curva (ascentende e descendente).

Algumas tentativas de explicação do fenômeno são encontrados na literatura, porém, não existe um consenso por parte dos pesquisadores, como veremos à seguir.

Yang et alli [45] atribuem o efeito de histerese a uma deposição de óleo na interface líquido-vapor da bolha que está se expandindo, o que provocaria um aumento na tensão superficial localmente. Essa variação na tensão superficial ocorre em proporção diferente entre os

ramos ascendentes e descendentes da curva de ebulição, causando seu distanciamento.

Stephan e Mitrovic [18] comentam que a tensão superficial aumenta primeiramente devido ao aumento da concentração do componente menos volátil (no caso o óleo) junto à superfície de aquecimento e depois na interface vapor-líquido das bolhas, devido a evaporação contínua do mais volátil nesta camada interfacial que circunda a bolha. Eles atribuem a essa variação na tensão superficial o efeito de histerese observado nas curvas de ebulição.

Stralen [46] comenta que o efeito de histerese observado, ocorre, aparentemente, devido a uma obstrução das cavidades ativas pelo menos volátil da mistura durante o aumento do fluxo de calor. Quando da redução, as cavidades que haviam sido ativadas, assim permanecem, e, portanto, a transferência de calor aumenta em relação ao ramo ascendente.

O problema da histerese na curva de ebulição é causado, aparentemente, por uma superposição de efeitos que procuraremos discutir à seguir.

4.6.2 Discussão das Curvas de Resultados

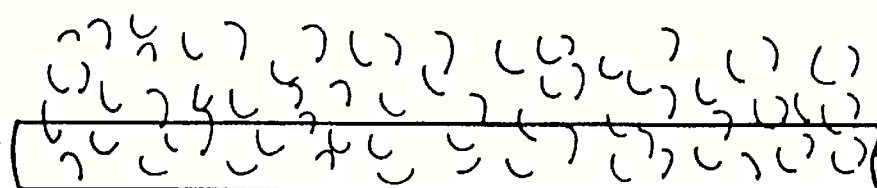
Nas figuras 3.1 à 3.21 observaram-se efeitos de histerese. As experiências que proporcionaram essas figuras, consistiam em aquecer a superfície progressivamente, à partir de uma condição em que a mesma se encontrava em equilíbrio térmico com o banho. A formação das primeiras bolhas, resultante da ativação de cavidades, ocorre somente quando um certo superaquecimento do líquido junto à parede é atingido. À partir desse instante, a ativação de cavidades ao longo da superfície de aquecimento e concomitante, verificando-se, como resultado, uma brusca queda na temperatura superficial, a qual indica uma

súbita elevação do coeficiente de transferência de calor.

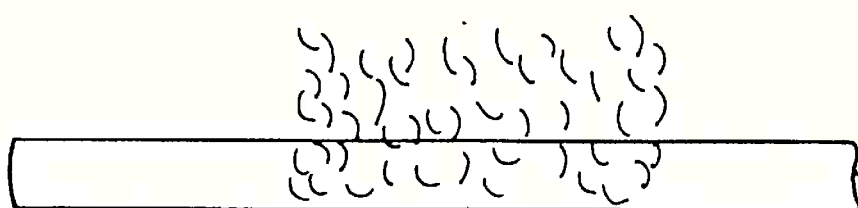
O efeito da concentração de óleo na mistura é significativo, como já foi discutido anteriormente. Enquanto para o refrigerante puro a formação inicial de bolhas ocorre para superaquecimentos relativamente baixos, como comentado anteriormente, à medida que o teor de óleo na mistura é incrementado, o superaquecimento tende a aumentar. No caso do R113, por exemplo, o superaquecimento de ativação passa de um valor em torno de 15°C , para o refrigerante puro, para valores da ordem de 30°C , para misturas à 20% de óleo na base massa. Esses resultados são semelhantes para o R11 e R114, como pode se verificar pelas figuras do Capítulo 3 e tabelas 3.1 e 3.2. Tal comportamento pode ser facilmente previsto se as teorias de nucleação foram consideradas [56], de acordo com as quais o superaquecimento de início de ebulição é proporcional à tensão superficial do líquido em presença do seu vapor. Como a tensão superficial tende a elevar-se com a concentração de óleo, o comportamento acima realçado fica plenamente justificado. Pelas Figs. 2.6, 2.7 e 2.8, pode-se observar que a elevação da concentração de óleo de 0 até 20% (massa) implica numa elevação da tensão superficial de 22,3% para o R11, 27,6% para o R113 e 60,4% para o R114.

Uma significativa diferença de comportamento foi constatada durante os ensaios com misturas de baixa e alta concentração de óleo. Enquanto nas primeiras, a ativação de cavidades ao longo da superfície de aquecimento se dava abruptamente, aumentando progressivamente a seguir, no caso de altas concentrações de óleo a ativação inicial ocorria em regiões preferenciais, estendendo-se progressivamente a outras regiões da superfície de aquecimento. Tal comportamento ilustra a pequena redução de temperatura observada quando da ativação das cavidades em concentrações elevadas (20%), contrastando-se com a drástica redução observada em baixas concentrações de óleo. A Fig. 4.7

ilustra a situação da resistência quando do início de ebulição plenamente desenvolvida.



Refrigerante puro



Mistura refrigerante / óleo

Figura 4.7 Formação de bolhas na superfície de aquecimento no início de ebulição plenamente desenvolvida

À medida que o fluxo de calor é elevado mais cavidades são ativadas. Em concentrações elevadas, a superfície de aquecimento é progressivamente tomada por cavidades ativas, sendo totalmente ocupada nos fluxos de calor mais elevados dos ensaios.

Uma vez atingido o máximo pré-estabelecido para cada ensaio, o fluxo de calor era gradativamente reduzido. As figuras do Capítulo 3 ilustram claramente que as curvas de ebulição para fluxos de calor ascendentes e descendentes podem diferir significativamente, o que justifica o termo histerese, objeto desta Seção. A diferença entre as referidas curvas é tanto maior quanto mais elevada a concentração de óleo. O mecanismo responsável para a ocorrência de tal histerese, está associado intimamente à nucleação de cavidades ativas, em dois aspectos:

(1) na ativação das primeiras cavidades, como sugerido em parágrafos

precedentes, onde o óleo exerce um efeito retardador; .

- (2) na ativação das cavidades após o primeiro "surto", observando-se que a presença do óleo impõe características de ativação graduais.

Nessas condições, quando tem início a redução do fluxo de calor, as cavidades não são desativadas na mesma razão em que foram ativadas no trecho ascendente do fluxo de calor, o que é evidente quando se considera a energia de ativação. Com isso, para um mesmo nível de fluxo de calor, o número de cavidades ativas no trecho descendente é superior àquele do trecho ascendente, o que justifica a maior taxa de transferência de calor no primeiro (menor ΔT), e, portanto, a ocorrência de histerese e de sua intensificação à medida que se eleva a concentração de óleo na mistura.

5 - CORRELAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 Região de Ebulição Plenamente Desenvolvida

Dentre os mecanismos propostos para interpretar o processo de transferência de calor na ebulição de fluidos junto à superfícies sólidas aquecidas, aquele proposto por Rohsenow [7], é um dos que melhor tem correlacionado os resultados experimentais. Assim sendo, tomamos como base tal modelo, para correlacionar os resultados obtidos na ebulição nucleada das soluções R11/óleo, R113/óleo e R114/óleo.

5.1.1 O Modelo de Rohsenow

Este modelo considera que o mecanismo responsável pela remoção de calor junto à superfície aquecida seria o de convecção local resultante da agitação do líquido promovida pelo despreendimento das bolhas.

A idéia fundamental do modelo é o fato de que, em virtude da agitação das bolhas, ocorre movimentos de fluido junto à parede. Nessas condições admitindo como dimensão característica o diâmetro de despreendimento das bolhas, D_b , a relação funcional entre os parâmetros adimensionais que caracterizam o fenômeno pode ser escrita como:

$$Nu = F_1 (Re, Pr) \quad (5.1)$$

O Número de Reynolds nesta relação representa a relação entre as forças de inércia e as viscosas associadas à agitação turbulenta promovida pelas bolhas. Baseando-se no argumento de que o tempo de espera da bolha junto à parede é igual ao de crescimento da mesma, proposto por Jacob, Rohsenow postula a seguinte forma para o Número de

Reynolds:

$$Re_b = \frac{D_b G_b}{\mu_l} \quad (5.2)$$

onde:

$$D_b = C_1 \theta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (5.3)$$

e a vazão específica de vapor, G_b , definida em termos do fluxo de calor na parede:

$$G_b = \frac{\phi}{C_2 h_{lv}} \quad (5.4)$$

de modo que a Eq. (5.2) fica:

$$Re_b = \left[\frac{C_1}{C_2} \sqrt{2} \right] \theta \frac{\phi}{h_{lv} \mu_l} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (5.5)$$

e o número de Nusselt, dado em termos de coeficiente de transferência de calor médio, definido pela Eq. (1.1)

$$Nu_b = \frac{h D_b}{k_l} = \frac{h \sqrt{2} C}{k_l} \theta \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (5.6)$$

ou

$$Nu_b = \frac{C \sqrt{2} \theta \phi}{k_l \Delta T} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (5.7)$$

Observe-se que tanto o Nu_b como Re_b são proporcionais a ϕ . Assim, se ao invés de Nu_b , utilizarmos o número de Stanton,

$$St_b = \frac{Nu_b}{Pe_b} = \frac{Nu_b}{Re_b Pr_l} \quad (5.8)$$

o fluxo de calor poderá ser eliminado de modo que:

$$St_b = F_2 (Re_b, Pr) = C_3 Re_b^m Pr^n \quad (5.9)$$

$$St_b = C_2 \frac{h_{lv}}{c_{p_l} (T_p - T_{sat})} \quad (5.10)$$

igualando 5.9 e 510, obtém-se:

$$\frac{c_{p_l} (T_p - T_{sat})}{h_{lv}} = \underbrace{\frac{C_3}{C_2} \left\{ \frac{\sqrt{2} C}{C_2} \right\}^m}_{C_{sf}} \left\{ \frac{\phi}{h_{lv} \mu_l} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \right\}^m \cdot \left[\frac{\mu_l c_{p_l}}{k_l} \right]^n \quad (5.11)$$

Na Eq. (5.11), C_{sf} é um parâmetro que depende de propriedades termodinâmicas e de transporte do líquido, além do tipo de combinação superfície-fluido.

5.1.2 Metodologia para a Correlação

Como a viscosidade, o calor específico e a condutividade térmica são propriedades que sofrem variações significativas pela presença do óleo (de acordo com as tabelas 2.6, 2.7 e 2.8), seus efeitos sobre a ebulição nucleada da mistura refrigerante-óleo foram avaliados através do Número de Prandtl. Nessas condições, da adimensionalização da equação (5.11), resulta:

$$Y = C_{sf} X^m Pr^n \quad (5.12)$$

onde:

$$Y = \frac{c_{p_l} (T_p - T_{sat})}{h_{lv}} ; P_r = \frac{\mu_l c_{p_l}}{k_l}$$

$$X = \frac{\phi \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5}}{h_{lv} \mu_l}$$

As propriedades que aparecem na Eq. (5.12), se referem à mistura e, devem ser avaliadas como é discutido no Apêndice B.

Os parâmetros " C_{sf} " " m " e " n " da equação (5.12) foram levantados através da correlação dos resultados experimentais pelo método dos mínimos quadrados.

5.1.3 Resultados Obtidos

Os resultados experimentais do fluxo de calor e do superaquecimento da superfície obtidos para misturas dos refrigerantes com óleo até 7% na base massa, foram correlacionados pela Eq. (5.12) como descrevemos na seção anterior e os resultados serão apresentados à seguir.

5.1.3.1 Refrigerante R11 Puro e em Misturas com Óleo

Considerando um total de 102 pontos experimentais obtidos para a região de Ebulição Plenamente Desenvolvida, os parâmetros " C_{sf} ", " m " e " n " da Eq. (5.12) foram levantados, resultando os seguintes valores:

$$C_{sf} = 0,01023$$

$$m = 0,30212$$

$$n = 1,31470$$

$$\text{dispersão média} = 0,00007$$

$$\text{desvio médio padrão} = 0,00837$$

Na figura 5.1 são comparados os resultados experimentais com aqueles resultantes da eq. (5.12) para os valores de C_{sf} , m e n acima obtidos, tendo a porcentagem de óleo à qual esta associada o Pr . Na figura poderá ser incluído o Número de Prandtl correspondente.

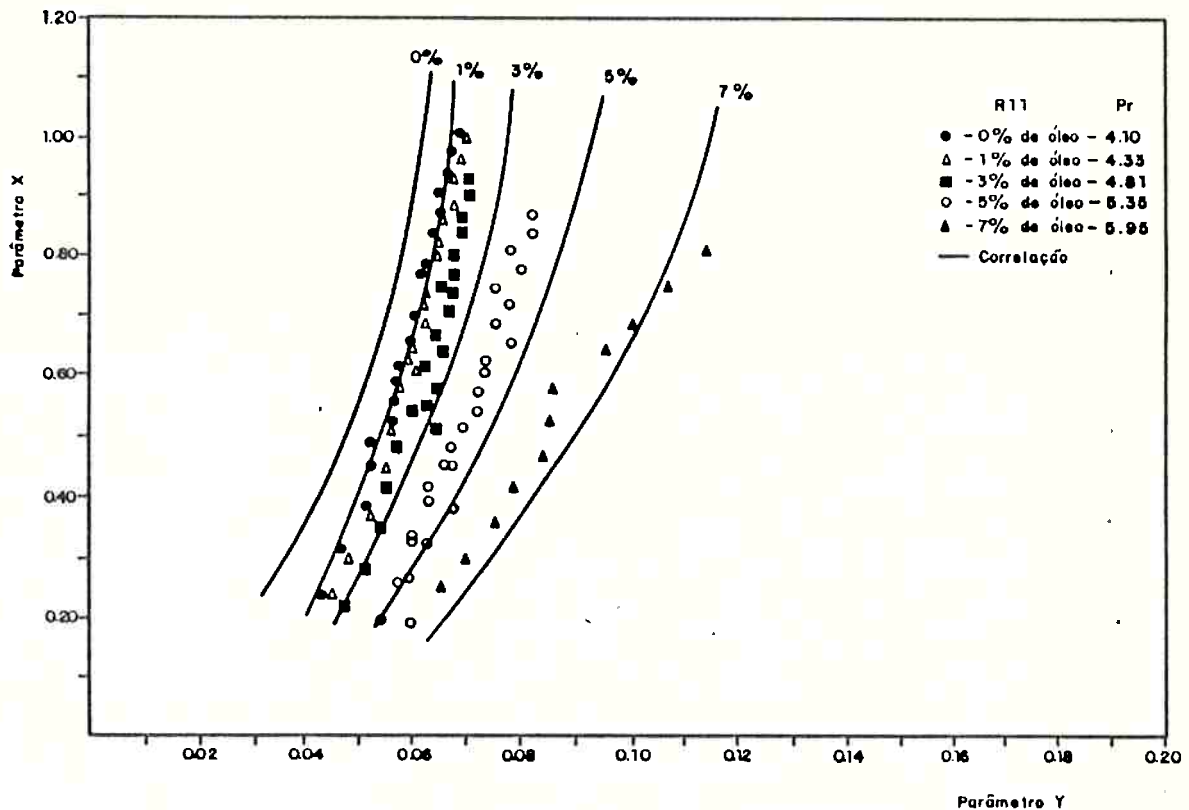


Figura 5.1 Efeito do Número de Prandtl para o refrigerante R11

Observa-se uma correlação razoável dos resultados experimentais, além do significativo efeito do Número de Prandtl como parâmetro, como havia sido anteriormente sugerido. A maior dispersão dos pontos experimentais ocorre para a concentração de óleo (7%). Esse resultado se dá provavelmente devido a efeitos significativos da maior concentração de óleo sobre as características de despreendimento de bolhas, além de sua população e frequência. Ou seja, o efeito de histerese aumenta com a concentração de óleo, como foi discutido no Capítulo 4.

Na figura 5.2, o parâmetro Y , calculado pela Eq. (5.12) é comparado com aquele obtido experimentalmente para mesmos valores de X e Pr .

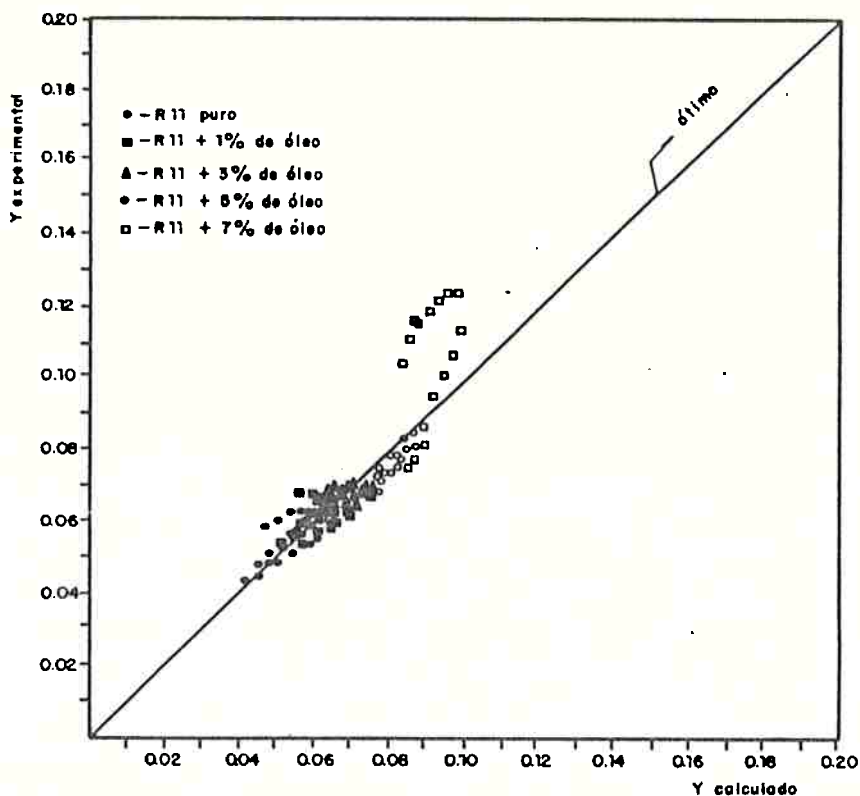


Figura 5.2 Parâmetro Y experimental e calculado, para o refrigerante R11

Observa-se uma correspondência excelente na maioria dos casos, havendo uma dispersão maior, como observado na figura 5.1, para concentrações de óleo de 7%.

5.1:3.2 Refrigerante R113 Puro e em Misturas com Óleo

Neste caso foram considerados 95 pontos experimentais, os valores obtidos foram:

$$C_{sf} = 0,0062$$

$$m = 0,3095$$

$n = 1,5034$

dispersão média = 0,00026

desvio médio padrão = 0,01621

Tal como no caso anterior a figura 5.3 mostra o efeito do Número de Prandtl.

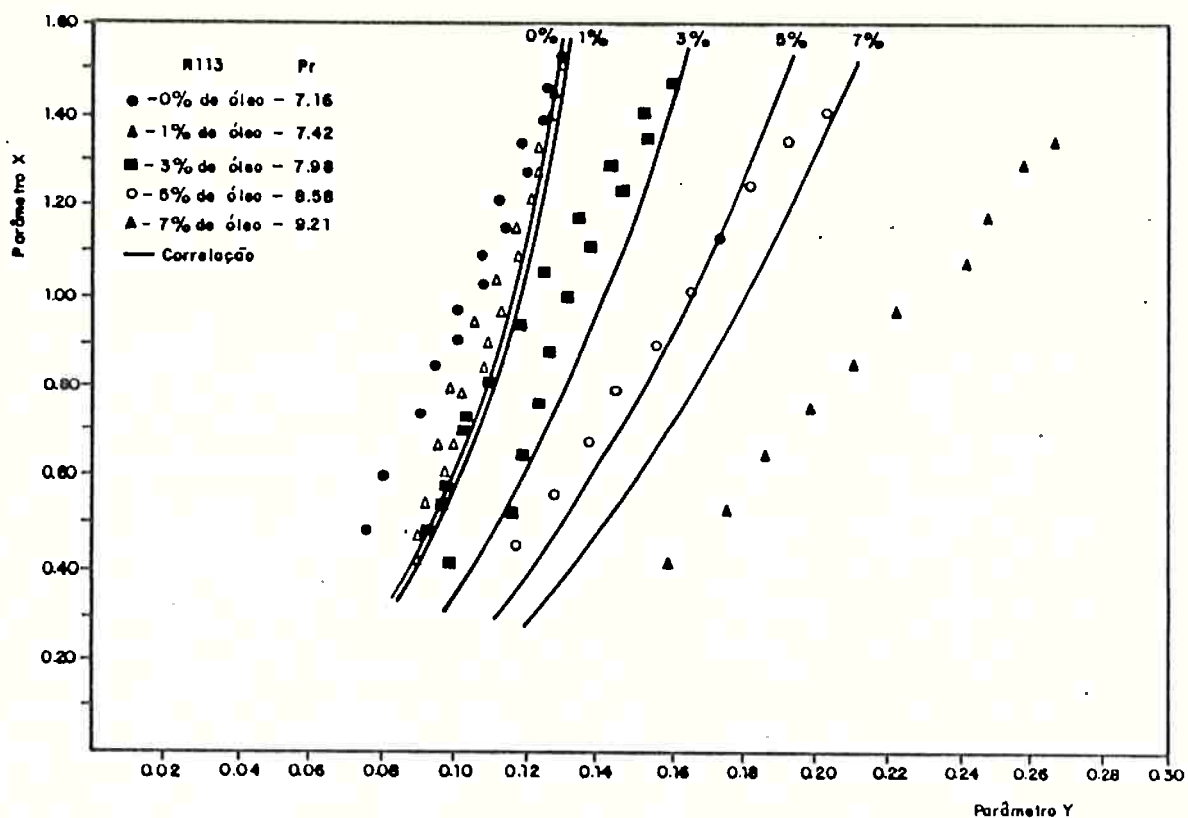


Figura 5.3 Efeito do Número de Prandtl para o refrigerante R113

Também neste caso observa-se uma correlação razoável dos resultados experimentais, ocorrendo a maior dispersão para a concentração de 7%.

Na figura 5.4 compara-se o parâmetro Y calculado com o obtido experimentalmente.

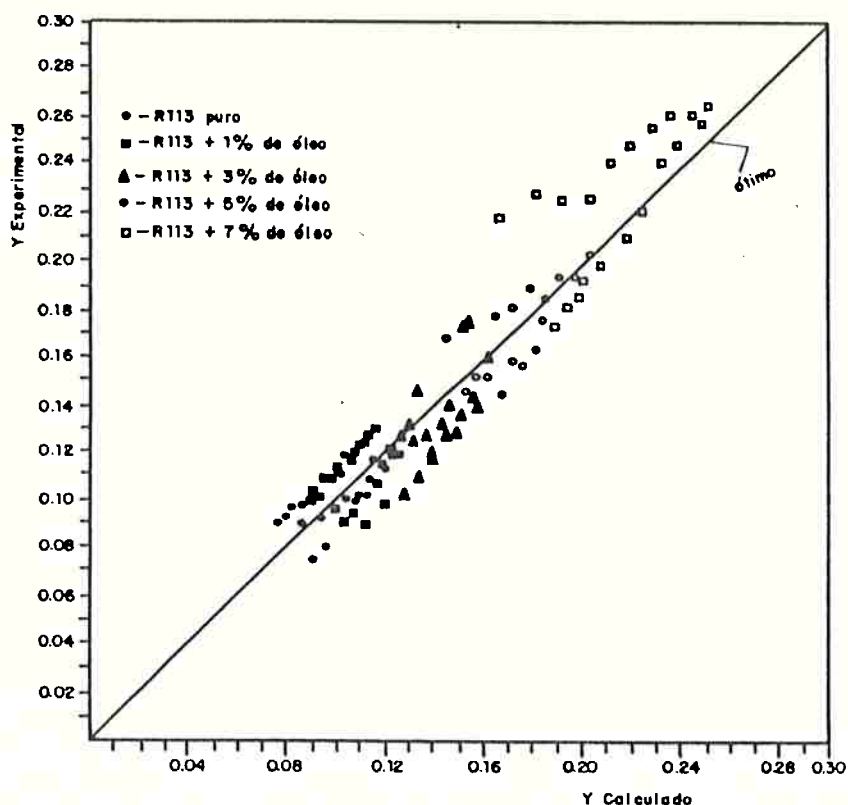


Figura 5.4 Parâmetro Y experimental e calculado para o refrigerante R113

5.1.3.3 Refrigerante R114 Puro e em Misturas com Óleo

Considerando um total de 93 pontos experimentais, os resultados de correlação obtidos foram:

$$C_{sf} = 0,00454$$

$$m = 0,38964$$

$$n = 1,75628$$

$$\text{dispersão média} = 0,00065$$

$$\text{desvio médio padrão} = 0,02548$$

O efeito do Número de Pradt1 no caso do refrigerante R114, é mostrado na Fig. 5.5.

A Fig. 5.6 compara o parâmetro Y experimental com o Y calculado pela correlação particular para este refrigerante.

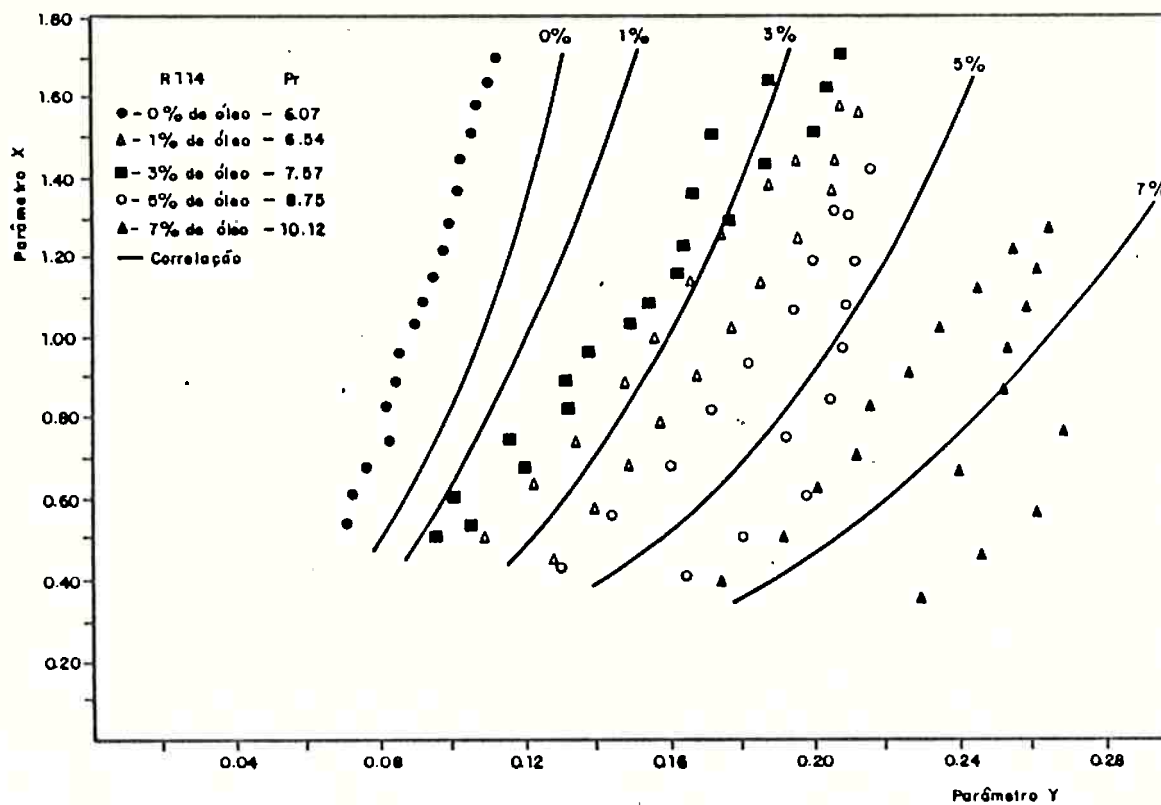


Figura 5.5 Efeito do Número de Prandtl para o refrigerante R114

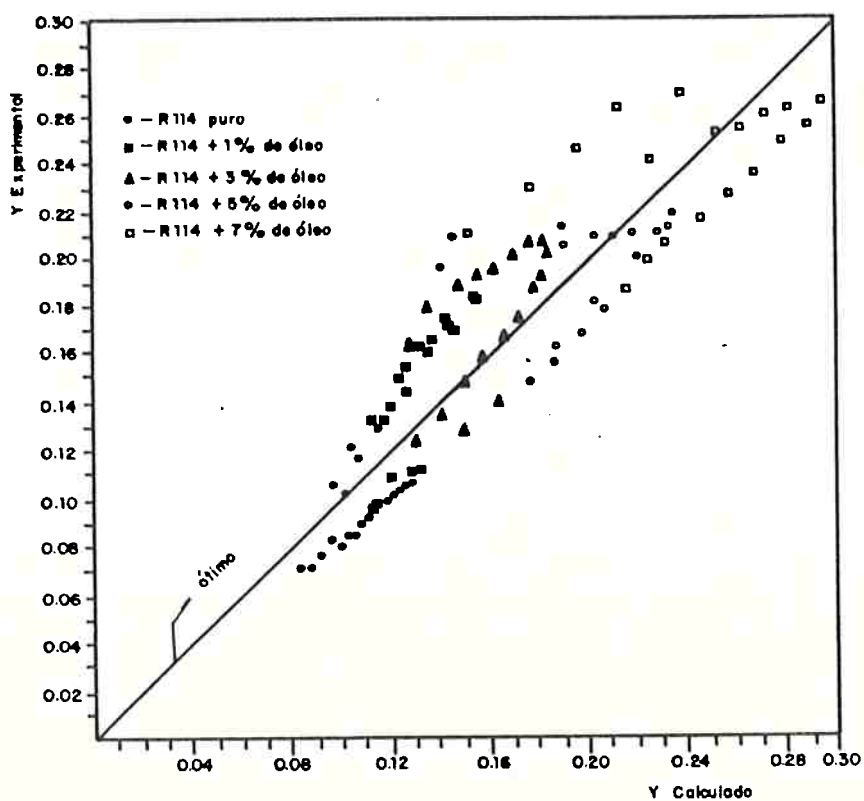


Figura 5.6 Parâmetro Y experimental e calculado para R114

5.1.3.4 O Conjunto de Resultados para R11, R113 e R114

Pelo mesmo procedimento descrito anteriormente correlacionaram-se os resultados experimentais obtidos para os três refrigerantes testados e suas misturas com óleo até 7% de concentração em massa. Para um total de 290 pontos, os resultados obtidos foram:

$$C_{sf} = 0,00809$$

$$m = 0,28268$$

$$n = 1,43563$$

$$\text{dispersão média} = 0,00065$$

$$\text{desvio médio padrão} = 0,02549$$

A Fig. 5.7 mostra o parâmetro Y experimental versus o calculado pela Eq. (5.12), para o conjunto dos três refrigerantes.

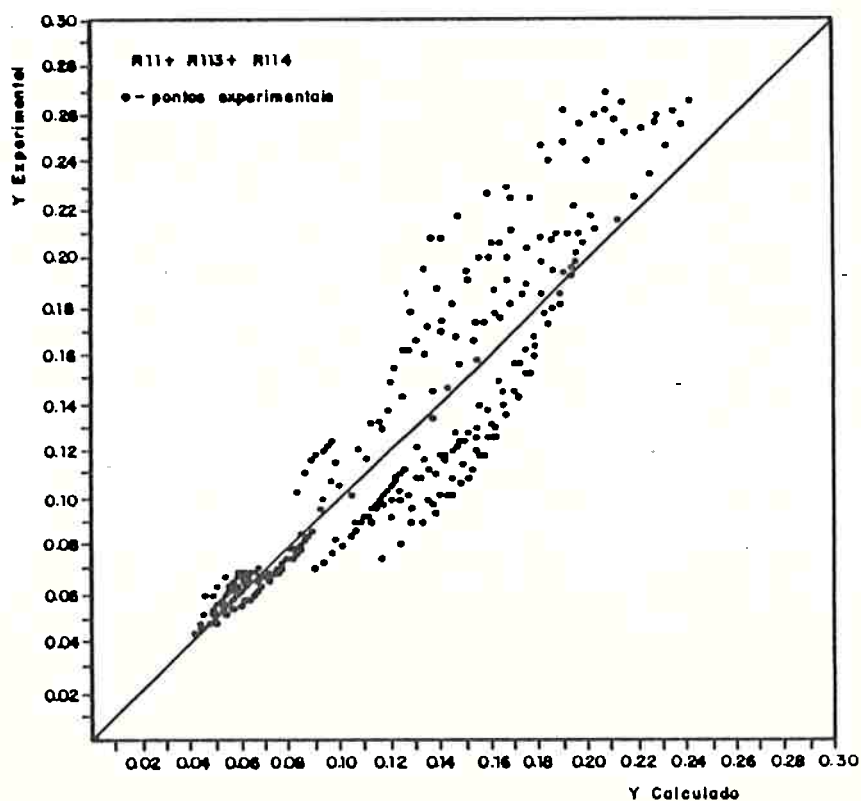


Figura 5.7 Parâmetro Y experimental e calculado para o conjunto dos três refrigerantes testados.

Pela fig. 5.7 observa-se que a maior dispersão dos pontos ocorre para concentrações com 7% de óleo, onde os efeitos viscosos são significativos, como foi visto nas Figs. 5.1, 5.3 e 5.5. De uma maneira geral o modelo de Rohsenow correlaciona bem os resultados experimentais, mas deve-se considerar também que outros efeitos, além da viscosidade, tais como a frequência e a população de bolhas ou suas características de despreendimento são significativamente afetados pela presença do óleo.

5.2 Comparação das Correlações com outros Modelos e Correlações Clássicas da Literatura (Região de Ebulição Plenamente Desenvolvida)

Nesta seção será feita uma comparação das correlações obtidas anteriormente com as correlações de: Rohsenow, Forster/Zuber, Kutateladze, Borishanky/Minchenko, Mc Neilly e Mikic/Rohsenow.

5.2.1 O Modelo de Rohsenow [7]

Este modelo foi apresentado na seção 5.1.1, servindo de partida para as correlações propostas neste trabalho. Para efeito de comparação utilizou-se a Eq. (5.11) com os parâmetros C_{sf} , m e n sugeridos pelo autor originalmente para correlacionar outros fluidos que não água.

$$C_{sf} = 0,007985$$

$$m = 0,333$$

$$n = 1,7$$

5.2.2 O Modelo de Forster/Zuber [12,1]

Neste modelo admite-se que o principal mecanismo de remoção de

calor da superfície é o de convecção promovido pelo movimento de expansão das bolhas durante seu crescimento, também conhecido como mecanismo de microconvecção. Partindo desta premissa básica os autores propuseram que a transferência de calor na superfície aquecida durante a Ebulição Nucleada fosse dada por uma relação do tipo:

$$Nu = C_1 Re^m Pr^n \quad (5.13)$$

característica da convecção forçada.

Para o Número de Reynolds admite-se como dimensão característica o diâmetro da bolha em crescimento, ao passo que a velocidade característica do líquido é associada à velocidade de crescimento da bolha. Assim:

$$Re = \frac{(2R) (dR/dt)}{v_L} \quad (5.14)$$

De um modelo proposto pelos próprios autores obteve-se a velocidade de crescimento da bolha, qual seja:

$$R = Ja (\Pi \alpha_L t)^{1/2} \quad (5.15)$$

e

$$\dot{R} = \frac{dR}{dt} = Ja \left(\frac{\Pi \alpha}{4t} \right)^{1/2} \quad (5.16)$$

O Número de Nusselt, é dado por:

$$Nu = \frac{h (2R)}{k_L} \quad (5.17)$$

ou

$$Nu = \frac{\phi (2R)}{k_L \Delta T} \quad (5.18)$$

O Número de Reynolds definido na Eq. (5.14) é independente do tempo. Entretanto o número de Nusselt, função de R, dependeria do tempo. Assim, os autores definiram uma dimensão característica modificada:

$$2R = R_0 \left[\frac{\rho_L (R \dot{R})^2}{2 \sigma R_0} \right]^{1/4} \quad (5.19)$$

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

$$R_0 = \frac{2 \sigma}{p_v - p_l}$$

com o que, a Eq. (5.19) pode ser transformada.

$$2R = Ja (\Pi \alpha_L)^{1/2} \left(\frac{2 \sigma}{p_v - p_l} \right)^{1/2} \left(\frac{\rho_L}{p_v - p_l} \right)^{1/4} \quad (5.20)$$

onde p_l é a pressão do sistema e p_v é a pressão de vapor em equilíbrio à temperatura da superfície. $(p_v - p_l)$ é normalmente representado por Δp_{sat} . Forster e Zuber admitiram os seguintes valores para os parâmetros da Eq. (5.13):

$$C_1 = 0,0015 \text{ (para água)}$$

$$m = 0,62$$

$$n = 0,33$$

A relação utilizada no presente trabalho para estimar o coeficiente de transferência de calor devido ao modelo de Forster e Zuber foi:

$$h = 0,00122 \left[\frac{k_l^{0,79} c_{p_l}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{lv}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right] \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta p_{sat}^{0,75} \quad (5.21)$$

5.2.3 A Correlação de Kutateladze [16]

Estudando a ebulição nucleada da água e usando também resultados experimentais da literatura, o autor propõe uma correlação para o coeficiente de transferência de calor considerando grupos adimensionais e usando uma dimensão linear do aquecedor (resistência) como um parâmetro.

A correlação obtida pelo autor, utilizada no presente trabalho foi:

$$\frac{h}{k_l} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} = 7 \times 10^{-4} \left[\frac{\phi}{\alpha_l \rho_v h_{lv}} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} \right]^{0,7} \cdot \left[\frac{p}{\sigma} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} \right]^{0,7} \left[\frac{c_p \mu_l}{k_l} \right]^{-0,35} \quad (5.22)$$

5.2.4 A Correlação de Borishanskii/Minchenko [15]

Usando resultados experimentais da ebulição da água e do etanol os autores ajustaram a constante e os expoentes da Eq. (5.22) apresentada anteriormente, sem levar em consideração o Número de Prandtl. A correlação obtida foi:

$$\frac{h}{k_l} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} = 8,7 \times 10^{-4} \left[\frac{\phi}{\alpha_l \rho_v h_{lv}} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} \right]^{0,7} \left[\frac{p}{\sigma} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} \right]^{0,7} \quad (5.23)$$

A equação anterior foi utilizada para estimativa do coeficiente de transferência de calor devido à Borishanskii/Minchenko.

5.2.5 A Correlação de McNeilly [13]

O autor apresenta uma correlação para o coeficiente de transferên

cia de calor na ebulição nucleada, onde é levado em consideração o efeito do diâmetro da resistência de aquecimento. A relação obtida foi:

$$\frac{h D}{k_l} = 0,225 \left[\frac{D \phi}{h_{lV} \mu_l} \right]^{0,69} \left[\frac{p D}{\sigma} \right]^{0,31} \left[\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu_l c_{pl}}{k_l} \right]^{0,69} \quad (5.24)$$

5.2.6 O Modelo de Mikic-Rohsenow [51,1,36]

Este modelo é baseado no fato de que as bolhas, ao deixarem a superfície aquecida, promovem a incidência de líquido frio do banho para a região da superfície aquecida. Esta é dividida em duas regiões: a de influência das bolhas e a de convecção natural. Han e Griffith [52] determinaram que a região de influência de cada bolha é dada por $D_I = 2 D_b$, onde D_b é o diâmetro de despreendimento da bolha, como ilustrado na figura 5.8.

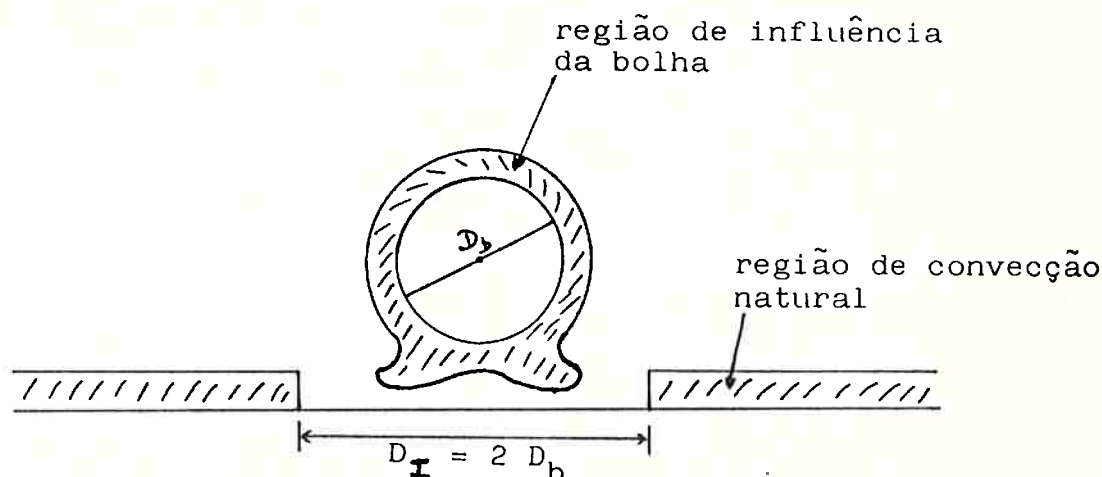


Figura 5.8 Região de influência da bolha de, acordo com Han e Griffith [52]

O modelo admite que não haja interação de regiões entre as zonas de influência das bolhas. Assim, o líquido frio junto à superfície é aquecido durante o tempo de espera, a exemplo das idéias de Hsu[47].

O calor trocado com a parede por ebulição será então aquele transferido durante o tempo de espera, desprezando-se efeitos do tipo evaporação da microcamada e termocapilaridade, entre outros. O fluxo de calor total envolverá uma parcela resultante da convecção natural na região exterior à zona de influência das bolhas. Nessas condições, o modelo pode ser desenvolvido como se segue:

(1) Fluxo de calor instantâneo na superfície de um sólido semi-infinito cuja temperatura superficial é T_p e a temperatura inicial e ao longe é T_{sat} , como indicado na Fig. 5.9. Observe-se que o banho de líquido é admitido saturado.

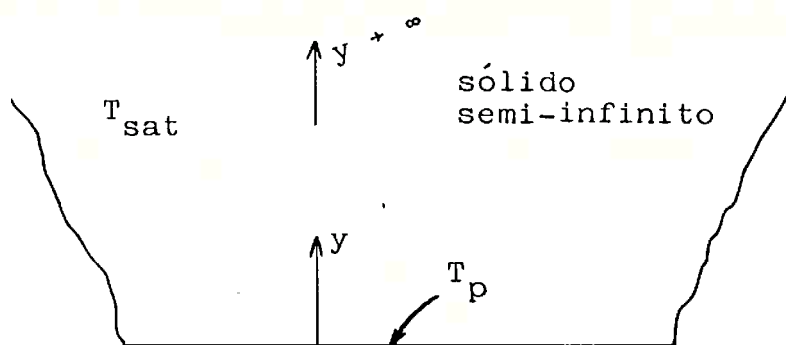


Figura 5.9 Representação esquemática do sólido semi-infinito [51]

Nessas condições o fluxo de calor instantâneo, ϕ_b , será dado pela seguinte expressão:

$$\phi_b = \frac{k_l (T_p - T_{sat})}{(\pi \alpha_l t)^{1/2}} \quad (5.25)$$

(2) Se a frequência de bolhas for designada por "f", o fluxo de calor médio na região de influência das bolhas será igual a:

$$\bar{\phi}_b = f \int_0^{1/f} \phi_b dt = \frac{2}{\sqrt{\pi}} (k_l \rho_l c_{p_l})^{1/2} (T_p - T_{sat})^{1/2} \quad (5.26)$$

onde $\bar{\phi}_b$ é o fluxo de calor médio para uma única bolha.

(3) Se a superfície apresentar uma densidade de cavidades ativas igual a n (n° de cavidades por unidade de área), então o fluxo total médio resultante da ação das bolhas será:

$$Q_b = \left(\frac{\pi D_b^2}{4} \right) \cdot n \bar{\phi}_b, \text{ portanto}$$

$$Q_b = 2(\pi)^{1/2} D_b^2 (k \rho C_p)^{1/2} f^{1/2} n (T_p - T_{sat}) \quad (5.27)$$

(4) Já foi comentado no Capítulo 4 o fato que o número de cavidades ativas, n , depende diretamente do superaquecimento da parede. Mikic e Rohsenow utilizaram uma teoria anteriormente desenvolvida, a qual proporcionava a relação entre n e o superaquecimento da superfície, segundo a qual

$$n = C_1 [r_s f_1(\theta, \beta)]^m \left(\frac{\rho_l h}{2\sigma T_{sat}} \right)^m (T_p - T_{sat})^m \quad (5.28)$$

onde r_s é o raio da cavidade que proporcionaria uma única cavidade ativa e $f_1(\theta, \beta)$ é uma função do ângulo de contato para a combinação líquido-superfície, θ , e o ângulo de abertura da cavidade, β , admitida cônica. A função f_1 foi determinada anteriormente por Mikic, Lorenz e Rohsenow. No cap. 6 será feita uma análise pormenorizada sobre $C_1, r_s, \theta, \beta, m$ e f_1 .

(5) Para o diâmetro de despreendimento de bolha, D_b , foi utilizada uma correlação sugerida por Cole e Rohsenow, a que já se referiu anteriormente no Capítulo 4, segundo a qual:

$$D_b = C_2 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} (Ja_m)^{1/5} \quad (5.29)$$

onde: $C_2 = 1,5 \times 10^{-4}$ para água

$C_2 = 4,65 \times 10^{-4}$ para outros líquidos

$$Ja_m = \frac{\rho_l c_p T_{sat}}{\rho_v h_{lv}}$$

(6) A frequência das bolhas foi relacionada pelo modelo de Zuber [12] segundo a qual:

$$D_b f = C_3 \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/4} \quad (5.30)$$

onde $C_3 = 0,59$.

(7) Introduzindo as Eqs. (5.28), (5.29) e (5.30) na Eq. (5.27) resulta:

$$Q_b/A = \phi_E = 2^{1-m} \Pi^{1/2} C_1 C_2^{3/2} C_3^{1/2} [r_s f_1(\theta, \beta)]^m (\rho C_p k)_l^{1/2} \times \\ \times \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/8} (Ja_m)^{15/8} \left(\frac{\rho_v h_{lv}}{\sigma T_{sat}} \right)^m (T_p - T_{sat})^{m+1} \times \left| \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right|^{3/4} \quad (5.31)$$

(8) O fluxo de calor total na parede será então igual a:

$$\phi_t \cdot A = \phi_{CN} \cdot A_{CN} + Q_b \quad \text{ou}$$

$$\phi_t = \left(\frac{A_{CN}}{A} \right) \phi_{CN} + \frac{Q_b}{A}$$

do que resulta:

$$\phi_t = \frac{A_{CN}}{A_t} \phi_{CN} + \phi_E \quad (5.32)$$

onde ϕ_{CN} é o fluxo de calor por unidade de área na região fora da região de influência das bolhas, A_{CN} é a área correspondente àquela região e A_t é a área total da superfície.

5.2.7 Correlação dos Resultados Experimentais do R11 com Base no Modelo de Mikic e Rohsenow

O problema com o modelo de Mikic e Rohsenow aparece com a determinação de m , C_1 , C_2 , C_3 e r_s da Eq. (5.31), o que envolve resultados empíricos.

A fim de obter uma correlação para os resultados experimentais partindo do modelo de Mikic e Rohsenow, de modo a tornar possível a comparação com as correlações baseadas no modelo de Rohsenow e apresentadas nas seções 5.1.2 e 5.1.3, procedeu-se como mostrado a seguir.

Admitiu-se que o fluxo de calor total obtido experimentalmente fosse aproximadamente o fluxo de calor necessário para a manutenção da ebulição nucleada. Ou seja, a parcela relativa à convecção natural foi desprezada, com base nos resultados experimentais que mostram ser essa parcela da ordem de 6% do fluxo de calor total, para ebulição plenamente desenvolvida. Assim,

$$\phi \approx \phi_b$$

A Eq. (5.31) foi escrita de acordo com a seguinte forma:

$$\phi = C \Delta T^{m+1} \quad (5.33)$$

onde o parâmetro C engloba as constantes C_1 , C_2 e C_3 , além de r_s , f_1 e as propriedades da mistura refrigerante-óleo.

Aplicando-se o logaritmo à Eq. (5.30), obtem-se:

$$\ln \phi = \ln C + (m+1) \ln \Delta T \quad (5.34)$$

Considerando um total de 102 pontos experimentais obtidos com R11 em termos do

fluxo de calor e do superaquecimento da superfície, efetuou-se uma regressão linear entre $\ln \phi$ e $\ln \Delta T$, tendo sido obtida a seguinte relação:

$$\ln \phi = \underbrace{4,59805105}_{m+1} (\ln \Delta T) + \underbrace{0,0337539006}_{\ln C}$$

portanto: $m = 3,598$

$$C = 1,034$$

Admitindo-se que:

$$K = 2^{1-m} \pi^{1/2} C_1 C_2 C_3^{1/2} [r_s f_1(\theta, \beta)]^m$$

Pela equação (5.31) pode-se escrever que:

$$K = \frac{C}{(k \rho c_p)_l^{1/2} \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/8} \left[\left(\frac{\rho_l c_{p_l} T_{sat}}{\rho_v h_{lv}} \right) \right]^{15/8} \left(\frac{\rho_v h_{lv}}{\sigma T_{sat}} \right)^m \left[\frac{\sigma}{g (\rho_l - \rho_v)} \right]^{3/4}} \quad (5.35)$$

Assim sendo, usando o valor C obtido da regressão e as propriedades da mistura refrigerante-óleo foi possível estimar K, bem como o coeficiente de transferência de calor.

5.2.8 Curvas das Correlações

Nas Figs. 5.10, 5.11 e 5.12 os resultados proporcionados pela Eq. (5.13) são comparados à correlações da literatura anteriormente discutidas, para os três refrigerantes puros e suas misturas com óleo, respectivamente. Na Fig. 5.10, particularmente, mostram-se também curvas obtidas pela Eq. (5.33), relativa ao modelo de Mikic-Rohsenow.

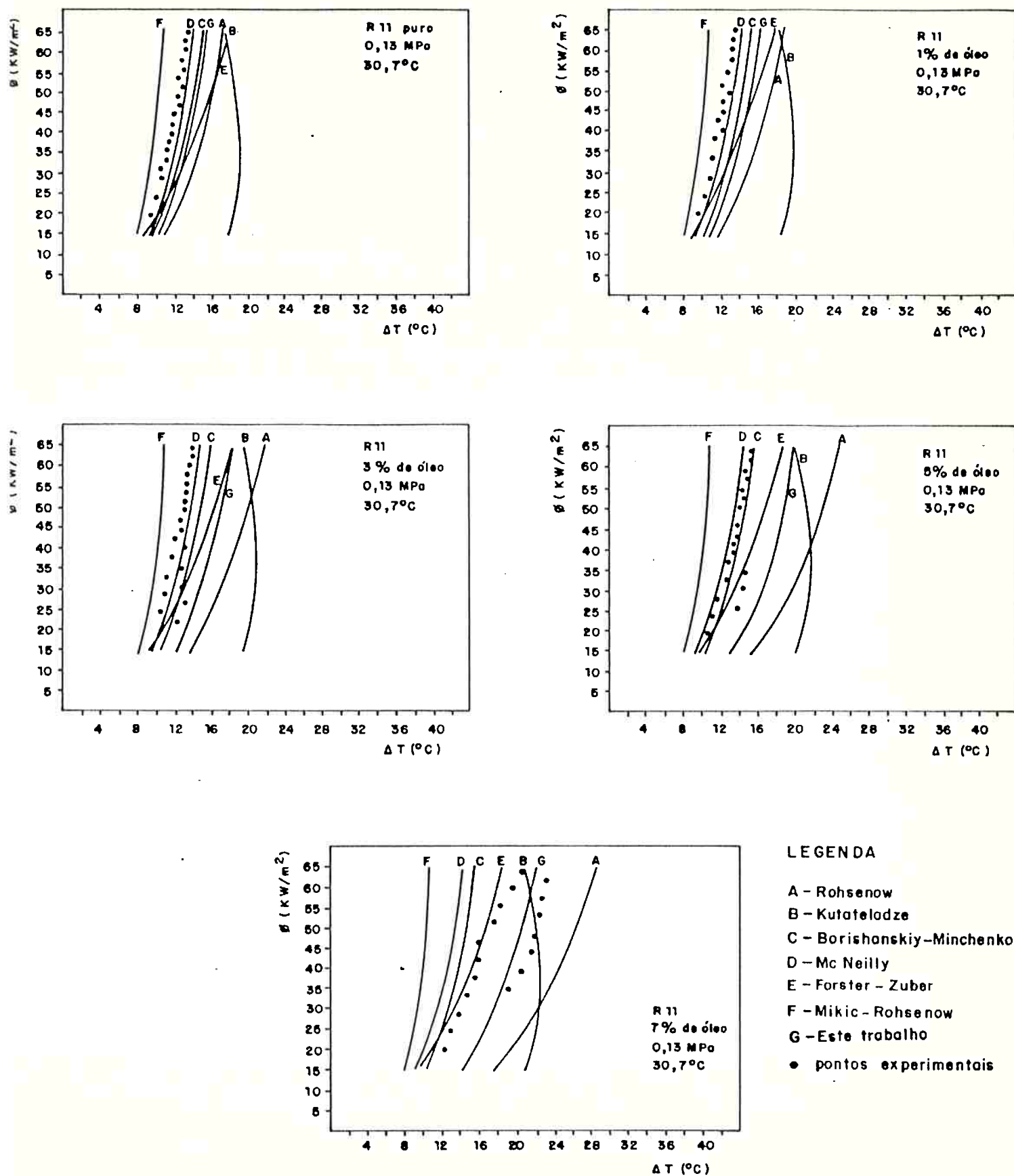


Figura 5.10 Comparação de correlações da literatura com a proposta, para o R11 puro e em misturas com óleo.

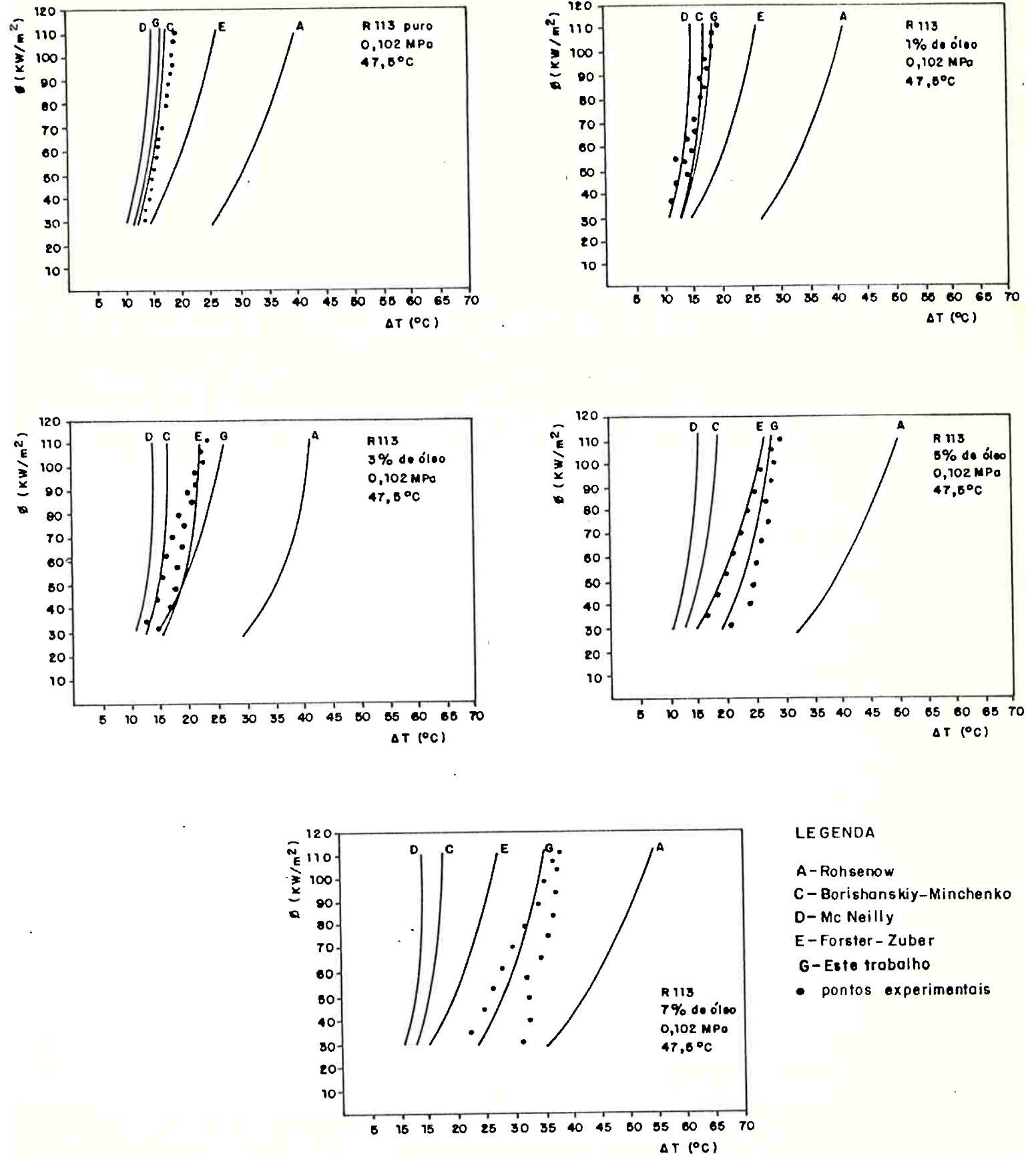
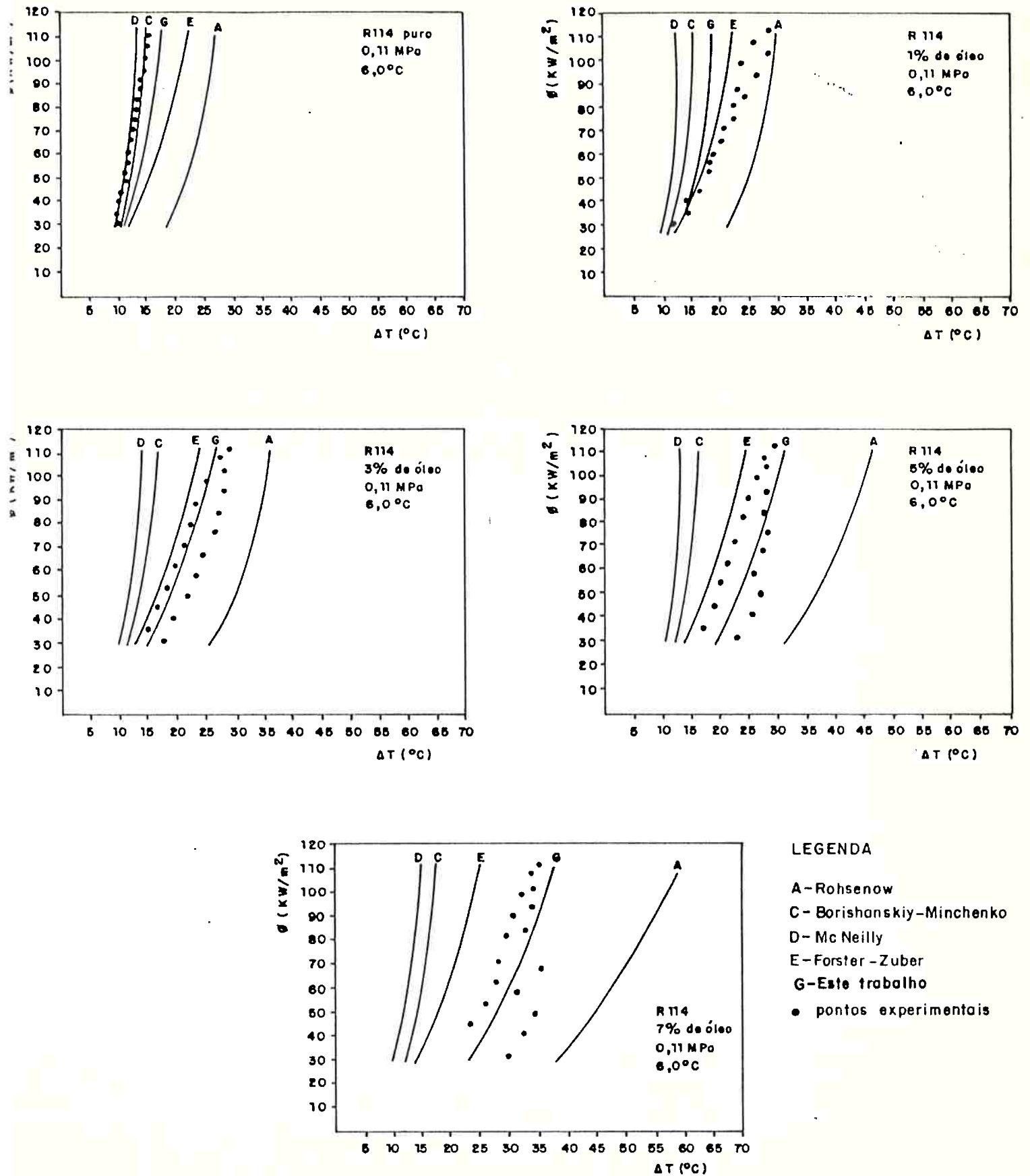


Figura 5.11 Comparação de correlações da literatura com a proposta, para o R113 puro e em misturas com óleo.



LEGENDA

- A-Rohsenow
- C- Borishanskiy-Minchenko
- D- Mc Neilly
- E-Forster-Zuber
- G-Este trabalho
- pontos experimentais

Figura 5.12 Comparação de correlações da literatura com a proposta, para o R114 puro e em misturas com óleo.

5.2.9 Comentários

As Figs. 5.11 e 5.12 mostram uma boa correlação da linha G, que representa a curva resultante da Eq. (5.12) com os valores de C_{sf} , m e n apresentados nas seções 5.1.3.2 e 5.1.3.3, com os resultados experimentais. Esta curva se desloca para a direita à medida que se aumenta a concentração do óleo, mostrando que o efeito deste, ocorre no sentido de reduzir a transferência de calor.

Os efeitos de histerese, comentados no capítulo 4, dificultam a correlação dos resultados experimentais, na medida em que distanciam os ramos ascendentes e descendentes da curva de ebulição. Isto afetou consideravelmente a correlação dos resultados referentes ao R11 (Fig. 5.10), observando-se uma razoável dispersão da linha G com os resultados experimentais.

5.3 Região de Convecção Natural

Nesta Seção serão correlacionados os resultados experimentais obtidos durante os primeiros estágios de aquecimento da superfície, quando o mecanismo de remoção de calor era o de convecção natural, sem a presença de bolhas na superfície aquecida. Através das correlações obtidas foi possível estimar que a parcela de fluxo de calor devido a convecção natural é da ordem de 6% do fluxo de calor total quando a ebulição é plenamente desenvolvida, podendo ser desprezada, como se procedeu na Seção 5.2.7.

5.3.1 Equação Fundamental

Como a superfície aquecedora é horizontal e está imersa em um banho líquido, a transferência de calor por convecção natural pode ser correlacionada por uma equação do tipo:

$$Nu = f(Gr Pr) = f(Ra) \quad (5.36)$$

onde: $Nu = \frac{h D}{k_l}$ = Número de Nusselt

$$Gr = \frac{g \beta_l \Delta T D^3}{\nu_l^2} = \text{Número de Grashoff}$$

$$Pr = \frac{\mu_l c_{p_l}}{k_l} = \text{Número de Prandtl}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = \text{Número de Rayleigh}$$

Na Eq. (5.36) a função "f" depende da geometria e do regime (se laminar ou turbulento) considerado.

As propriedades foram estimadas à temperatura de película, $T_f = \frac{T_{sat} + T_p}{2}$.

O coeficiente de expansão volumétrica, β , foi calculado pela relação abaixo, citada no Apêndice C.

$$\beta = - \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} \quad (5.37)$$

5.3.2 Procedimento de Correlação

Os resultados experimentais obtidos para os refrigerantes testados puros e em misturas com 1%, 3%, 5% e 7% de óleo, perfazendo um total de 111 pontos experimentais foram correlacionados por relações do tipo:

$$Nu = C Ra^n \quad (5.38)$$

e

$$Nu = A + B Ra \quad (5.39)$$

Os dados experimentais foram correlacionados pelo procedimento dos mínimos quadrados, e os valores de C, n, A e B foram estimados para cada refrigerante em particular e também para o conjunto dos três.

As tabelas 5.1 e 5.2 mostram os resultados das correlações, bem como o fator de correlação (r) e o desvio médio padrão, σ .

Tabela 5.1 Resultados para a Eq. (5.38)

Refrigerante puro e com óleo	C	n	r	σ
R11	9,557	0,110	0,843	0,043
R113	0,954	0,241	0,935	0,050
R114	3,546	0,181	0,893	0,065
TODOS	2,035	0,205	0,624	0,162

Tabela 5.2 Resultados para a Eq. (5.39)

Refrigerante puro e com óleo	A	B(x 10 ⁻⁴)	r	σ
R11	54,37	0,00295	0,858	2,508
R113	42,86	0,00573	0,904	3,271
R114	59,46	0,00637	0,916	4,663
TODOS	51,21	0,00572	0,665	9,327

5.3.3 Resultados Obtidos

As figs. 5.13, 5.14 e 5.15 mostram a curva da Eq. (5.38) e a reta da Eq. (5.39), obtidas para os parâmetros das tabelas 5.1 e 5.2 para cada refrigerante individualmente.

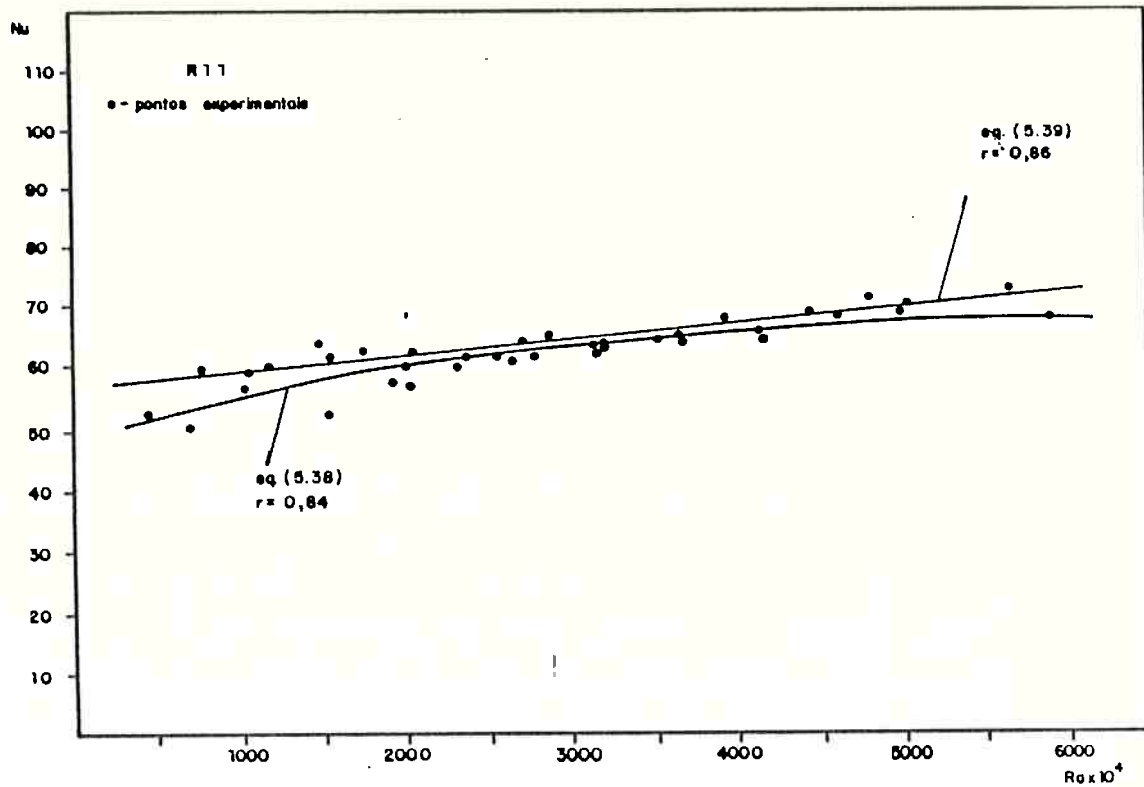


Figura 5.13 Correlações para transferência de calor por convecção natural para o R11 puro e em misturas com óleo.

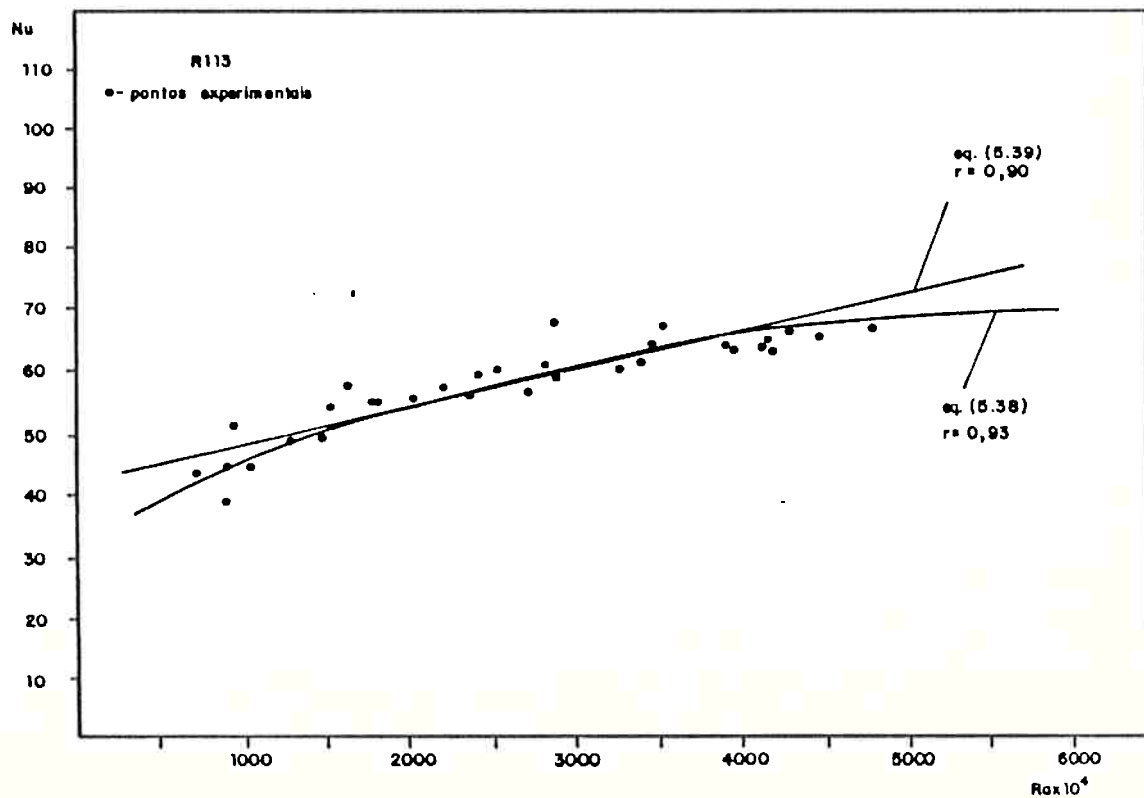


Figura 5.14 Correlações para transferência de calor por convecção natural para o R113 puro e em misturas com óleo.

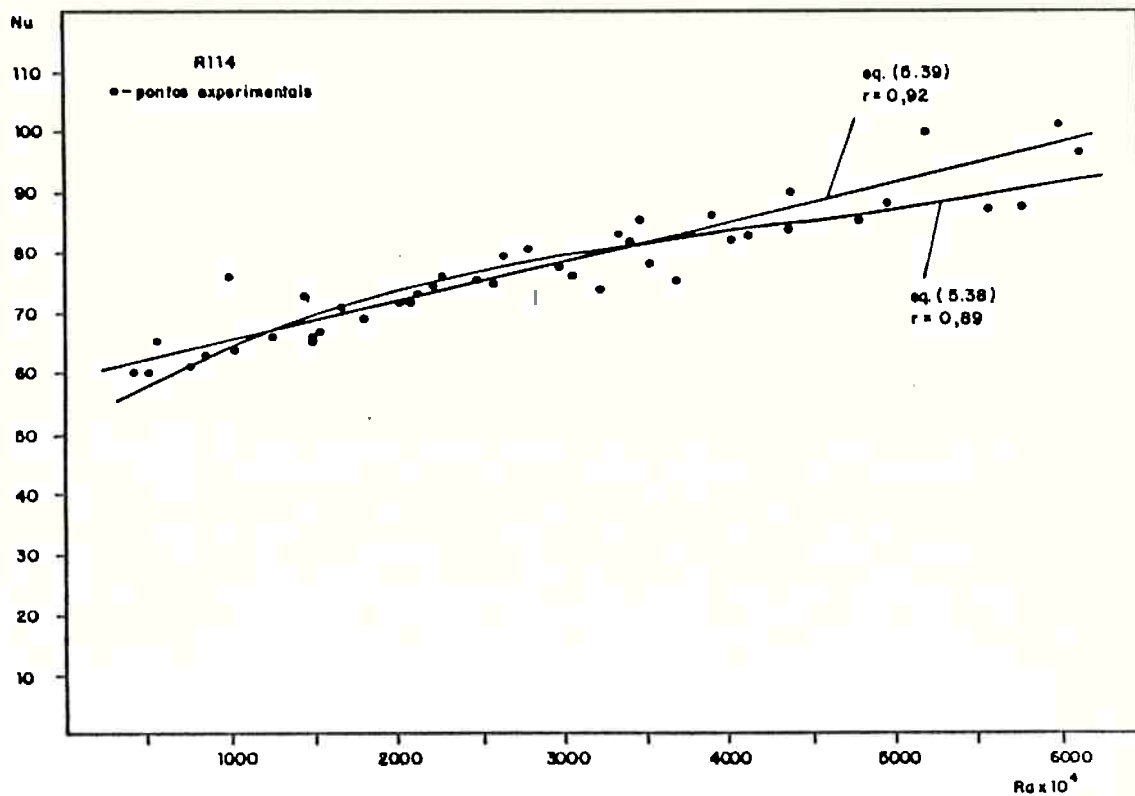


Figura 5.15 Correlações para transferência de calor por convecção natural para o R114 puro e em misturas com óleo.

Como pode ser observado, as duas equações apresentam uma boa correlação (r entre 0,84 e 0,94) e um baixo desvio padrão médio. Para os refrigerantes R11 e R114 a Eq. (5.39) correlacionou os resultados experimentais melhor que a Eq. (5.38), enquanto que para o R113 foi o inverso.

Correlacionaram-se, também, os resultados experimentais para o conjunto dos três refrigerantes juntos, obtendo-se uma correlação razoável ($r = 0,62$ para a Eq. (5.38) e $r = 0,67$ para a Eq. (5.39)) dos dados. A título de comparação incluiu-se a Fig. 5.16 que mostra o Número de Nusselt versus o Número de Rayleigh obtidos pela Eq. (5.39) e por outras correlações clássicas da literatura (Churchill/Chu [53] e Saviile/Churchill [49]), descritas pelas Eqs. (5.40) e (5.41), válidas para cilindros horizontais em regime laminar ($10^{-6} < Ra < 10^9$), que corresponde às experiências deste trabalho.

$$\text{Nu}^{1/2} = 0,60 + 0,387 \left(\frac{\text{Ra}}{[1+(0,559/\text{Pr})^{9/16}]^{16/9}} \right)^{1/6} \quad (5.40)$$

$$\text{Nu} = 0,599 \text{ Ra}^{1/4} \text{ Pr}^{1/4} \quad (5.41)$$

As propriedades das equações anteriores foram avaliadas à temperatura de película.

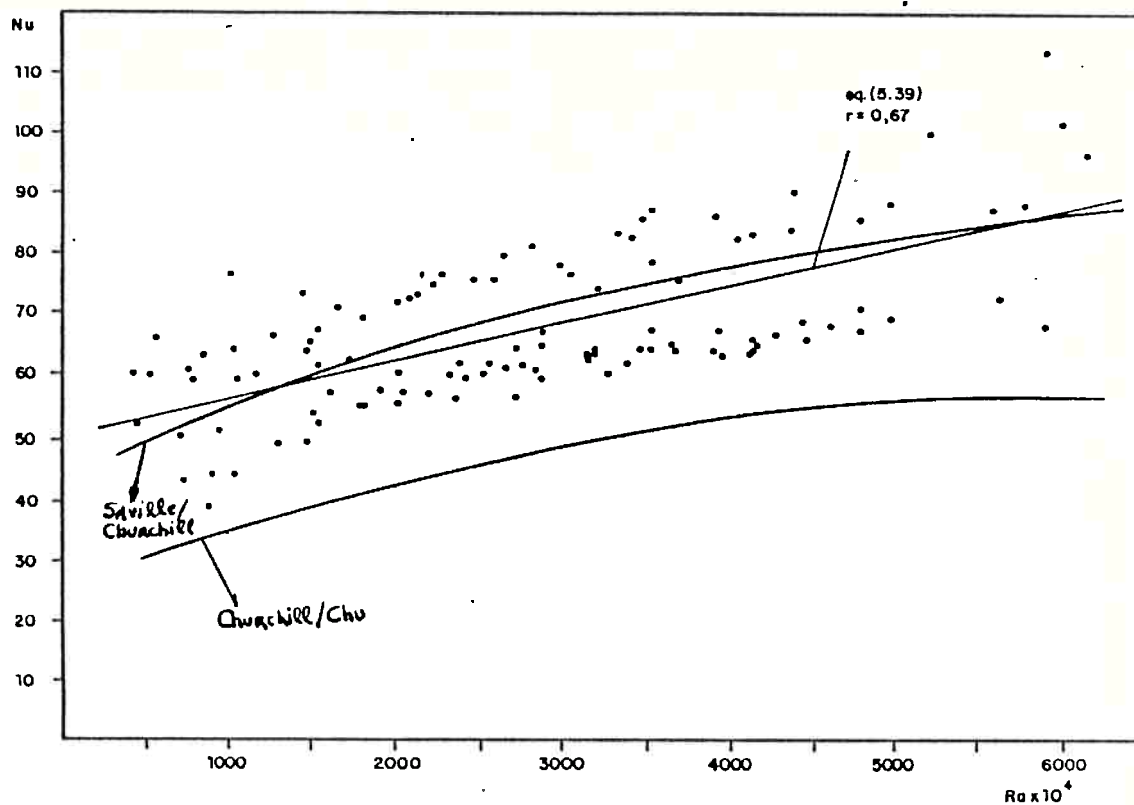


Figura 5.16 Comparação de correlações da literatura com a Eq. (5.39) para os três refrigerantes juntos

A Fig. 5.16 mostra que a equação devida a Saville e Churchill proporciona resultados próximos daqueles resultantes da Eq. (5.39), proposta neste trabalho para a transferência de calor na região de Convecção Natural. Por outro lado, a curva resultante da equação de Churchill e Chu, não fornece uma boa correlação para a ebulição de misturas refrigerante-óleo.

Deve-se levar em consideração o fato que os dados disponíveis cobrem uma faixa muito estreita de Números de Rayleigh, a qual, evidentemente foi insuficiente para caracterizar a relação. Daí a proximidade dos resultados proporcionados pelas Eqs. (5.38) e (5.39). De qualquer modo, o modelo de Saville e Churchill é muito interessante.

A Fig. 5.17 compara os resultados experimentais com aqueles resultantes da Eq. (5.39) para os valores de A e B obtidos da correlação do conjunto dos três refrigerantes. Nessa figura observa-se uma razoável correlação dos dados, sendo que a dispersão máxima dos pontos está por volta de 25%.

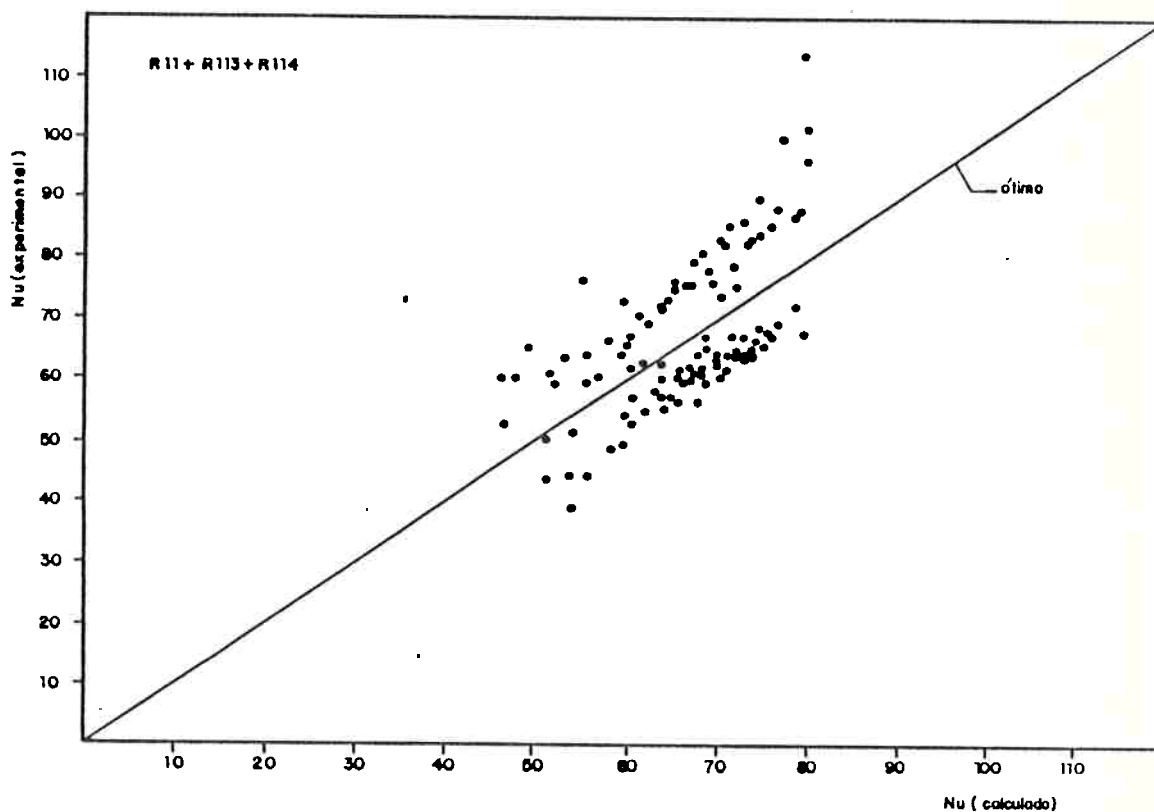


Figura 5.17 Número de Nusselt experimental e calculado pela Eq. (5.39).

6 - DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO

Neste capítulo serão formuladas hipóteses à respeito do mecanismo de transferência de calor na região de ebulição nucleada plenamente desenvolvida, possibilitando o desenvolvimento de um modelo de avaliação do coeficiente de transferência de calor para esse regime.

6.1 Mecanismos de Transferência de Calor na Ebulição Nucleada

Diversos mecanismos para transferência de calor na ebulição nucleada têm sido propostos na literatura. De uma maneira geral, as relações propostas foram estabelecidas para fluidos puros ou para fluidos com propriedades físicas similares. Para misturas refrigerante - óleo, são poucos os trabalhos em que se propõe um modelo físico. Mesmo para fluidos puros o mecanismo responsável pelas altas taxas de remoção de calor da superfície observadas, quando a ebulição está plenamente desenvolvida, não é muito bem definido. Nesse sentido, alguns pesquisadores têm proposto mecanismos que, sob condições específicas parecem justificar as elevadas taxas de transferência. Como preâmbulo ao modelo que será proposto adiante, discutem-se a seguir, alguns dos modelos mais aceitos na literatura.

6.1.1 O Modelo da Agitação do Líquido Promovido pelo Despreendimento das Bolhas

Esse modelo considera que o principal mecanismo responsável pela remoção de calor junto à superfície aquecida seria o de convecção local resultante da agitação promovida pelas bolhas. Ou seja, devido ao contínuo despreendimento de bolhas, a região do líquido próxima à parede é constantemente renovada por líquido frio do banho, promo-

vendo um significativo efeito de convecção. Com base neste mecanismo, Rohsenow [7] desenvolveu seu modelo, o qual já foi referido no Cap. 5. O modelo sugere uma correlação, Eq. (5.11), para o coeficiente de transferência de calor baseada num número de Reynolds estimado a partir da velocidade e diâmetro das bolhas que se despreendem da superfície. Para uma dada pressão e combinação superfície-fluido, o modelo sugere, o que parece razoável, que a transferência de calor para as bolhas é essencialmente proporcional ao número de cavidades ativas na superfície.

6.1.2 O Modelo da Microconvecção

Esse mecanismo admite que as altas taxas de transferência de calor junto a superfície durante a ebulição nucleada, ocorrem devido a escoamentos convectivos ou por micropulsações, como decorrência do rápido crescimento e despreendimento de bolhas, seguido por um escoamento de líquido frio em direção a parede. Como consequência o líquido junto à superfície sofreria rápidos movimentos, ora para fora, ora em direção à mesma.

Com base nesse mecanismo, Forster e Zuber [12], propuseram que a transferência de calor na superfície aquecida fosse estimada por uma relação do tipo: $Nu = C Re^m Pr^n$, característica da convecção forçada. Apesar de certa semelhança desse modelo com o de Rohsenow, inclusive com a relação para o número de Nusselt sendo essencialmente a mesma, pode-se destacar pelo menos uma diferença fundamental, que é a utilização de expressões assintóticas para o raio e velocidade de crescimento da bolha, essenciais na definição dos números de Nusselt e Reynolds. O modelo de Forster e Zuber foi anteriormente comentado no Cap. 5.

6.1.3 O Modelo da Microcamada

Esse mecanismo de transferência de calor para a ebulição nucleada, citado por Stralen [46], baseia-se na hipótese de que as bolhas ao crescerem, aprisionam uma camada de espessura muito reduzida de líquido junto à superfície aquecida. Esse líquido apresenta um elevado superaquecimento, o que leva à formação de bolhas hemisféricas, características da ebulição dos metais-líquidos ou água no estado sub-resfriado, por exemplo. Nesse mecanismo ocorre evaporação na microcamada e condensação do líquido na parte superior da bolha, à semelhança de um tubo de calor ("Heat Pipe"), sendo esse o principal mecanismo de remoção de calor da superfície aquecida.

Nos experimentos com misturas refrigerante-óleo, do presente trabalho, as bolhas formadas eram tipicamente esféricas, além do que, não foram observados altos superaquecimentos que permitissem a formação de microcamada, donde pode-se admitir que tal mecanismo não seja importante na transferência de calor para a ebulição nucleada dessas misturas.

6.1.4 O Modelo de Han e Griffith [52]

Baseados no modelo de Forster e Grëif [54], que admite como principal mecanismo o fato de que as bolhas, ao se destacarem da superfície, carregam consigo um volume igual de líquido, Han e Griffith propuseram a hipótese de que a cada bolha está associada uma área de influência ocupando o dobro do diâmetro de despreendimento da bolha. Os autores realizaram algumas experiências com água para determinar essa relação entre o diâmetro da bolha e área de influência.

Dentro da área de influência desenvolve-se uma camada limite térmica do líquido superaquecido, a qual é arrastada para longe da su-

perfície quando a bolha cresce e se destaca, permitindo o deslocamento de líquido frio do banho para aquela região.

Na formulação do problema, os autores dividem o fluxo de calor em duas parcelas. Na porção que não sofre influência das bolhas, o fluxo de calor é calculado pelas relações usuais de transferência de calor por convecção natural. Na parcela influenciada pelas bolhas que se destacam, é assumido que o calor é transferido por condução para o líquido frio, vindo a formar uma nova camada superaquecida.

Uma desvantagem desta teoria, é que requer informações à respeito da distribuição e tamanho das cavidades da superfície de aquecimento, dados estes que nem sempre estão disponíveis. O modelo de Mikic e Rohsenow [51], anteriormente comentado no Cap. 5, toma como base o modelo de Han e Griffith.

6.1.5 O Modelo da Termocapilaridade

Alguns modelos para transferência de calor na ebulição nucleada de fluidos levam em consideração o mecanismo da termocapilaridade, responsável por escoamentos de líquido tangencialmente à interface da bolha, como resultado da ocorrência de significativos gradientes de tensão superficial naquela região. As interfaces líquido-gás, submetidas a um gradiente de temperatura, devem promover movimentos em ambas as fases, causado por diferenças de tensão de cisalhamento na interface. As fases concorrentes apresentarão movimentos de fluido da região mais quente para a mais fria; e de maneira semelhante gradientes de concentração ao longo de uma interface líquido-gás devem induzir movimentos de fluidos em ambas as fases devido à influência da concentração na tensão superficial. O mecanismo da termocapilaridade para as misturas refrigerante-óleo foi anteriormente discutido na Seção 4.5.

6.2 Discussão do Mecanismo de Transferência de Calor na Ebulição Nucleada

Os resultados apresentados no Cap. 5, mostram que o mecanismo de agitação do líquido promovido pelo despreendimento das bolhas correlacionou razoavelmente bem os resultados experimentais, pelo menos na sua apresentação formal.

Segundo este modelo, uma bolha ao se destacar da superfície aquecida provoca movimentos de líquido, do que resulta um aumento considerável na transferência de calor, quando a ebulição está plenamente desenvolvida e as bolhas se despreendem continuamente. Acontece, porém, que existe um intervalo de tempo entre o despreendimento de determinada bolha de uma cavidade e outra subsequente, também chamado de tempo de espera. Durante este período, o líquido junto à superfície é aquecido até atingir a condição necessária para que a bolha cresça e depois se destaque da superfície.

A Fig. 6.1 ilustra a situação junto à superfície de aquecimento para uma bolha recentemente destacada da superfície (a), e durante o tempo de espera (b).

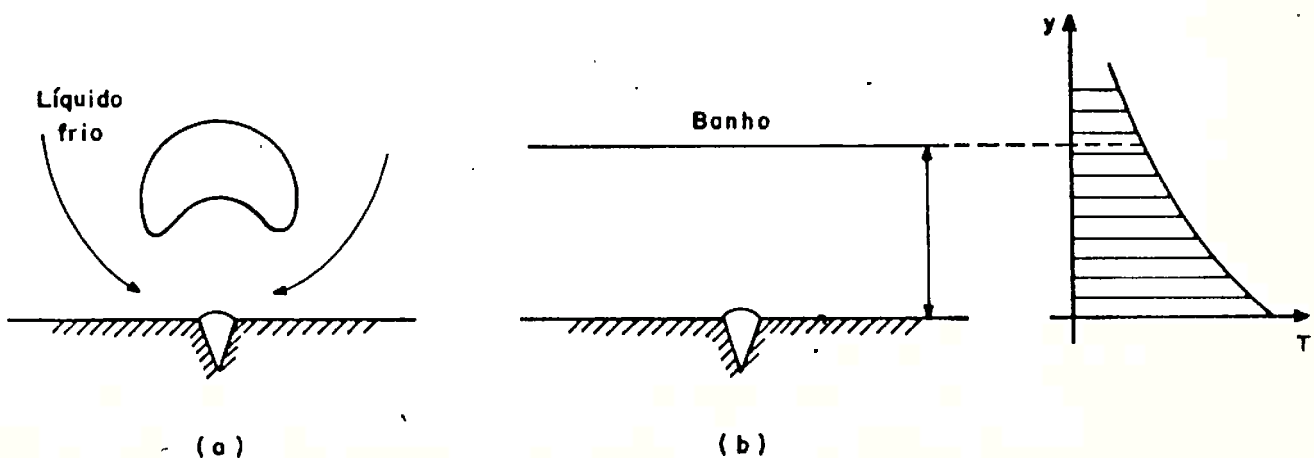


Figura 6.1 Situação da bolha junto à superfície de aquecimento, e durante o tempo de espera.

No Cap. 5, quando os resultados obtidos por este mecanismo foram comparados aos experimentais, observou-se que a dispersão aumentava com o acréscimo de óleo na mistura. Ou seja, embora o modelo correlacione bem os resultados para os refrigerantes puros ou em misturas com pequenas concentrações de óleo (1% e 3%), para concentrações mais altas (5%, 7% e 10%), o mesmo não ocorre. A presença do óleo em maiores quantidades na mistura, além de outros efeitos, provoca redução no movimento do líquido junto à superfície, pois este torna-se mais viscoso. Assim sendo, o tempo gasto para que o fluido entre em repouso depois de agitado, diminui com o aumento da concentração de óleo. Em outras palavras, aumenta-se o tempo de espera com o incremento de óleo na mistura.

Nos capítulos 3 e 4 foi sugerido que a frequência de bolhas diminui e o diâmetro destas aumenta com a concentração de óleo na mistura, o que vem confirmar um tempo de espera maior.

Assim sendo, pode-se admitir a hipótese, de que à parcela de fluxo de calor transmitida ao fluido devido a agitação do líquido deveria ser acrescentada aquela transferida durante o tempo de espera. O mecanismo proposto servirá como base para o modelo.

6.3 Proposta de um Modelo

Com base no que foi exposto na seção anterior, procurou-se estabelecer um modelo para a estimativa do coeficiente de transferência de calor para misturas refrigerante-óleo, que leve em consideração tanto os efeitos de agitação do líquido promovido pelas bolhas, quanto aqueles relativos ao tempo de espera. O modelo foi desenvolvido para as seguintes condições:

- ebulição nucleada plenamente desenvolvida de refrigerantes puros ou misturas refrigerante-óleo, à baixas concentrações de óleo (máximo

de 7%).

- fluxo de calor uniforme na superfície de aquecimento.
- despreza-se efeitos de microcamada e termocapilaridade, entre ou tros.

O modelo proposto consiste em admitir que os efeitos de agitação e do tempo de espera podem ser superpostos de modo que o fluxo médio de calor na superfície aquecida é igual à:

$$\phi = \phi_A + \phi_{TE} \quad (6.1)$$

A parcela de fluxo de calor, ϕ_A , poderia ser estimada por uma equa do tipo Rohsenow, discutida em detalhes na Seção 5.1.1. Assim, a Eq. (5.11) poderia ser escrita na seguinte forma:

$$\phi_A = \left[\frac{h_{lv} \mu_l}{\left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5}} \right] \times \left[\frac{c_{p_l} \Delta T}{h_{lv}} \right]^{\frac{1}{m}} \left[\frac{\mu_l c_{p_l}}{C_{sf} k_l} \right]^n \quad (6.2)$$

Esta parcela do fluxo de calor seria transmitida diretamente da parede ao fluido por convecção. Na Eq. (6.2) foram incluídos os números de Reynolds e Prandtl, estimados pelo uso da velocidade mássica da bolha de vapor que se desprende da superfície. A constante C_{sf} depende da combinação superfície-fluido e da pressão do sistema.

Para o caso da ebulição nucleada de misturas refrigerante-óleo, as propriedades na Eq. (6.2) devem ser avaliadas para a mistura, como mostrado no Apêndice B. Sugere-se, ainda, que os parâmetros "m" e "n" sejam aqueles indicados por Rohsenow originalmente.

$$m = 0,33$$

$$n = 1,7$$

A constante C_{sf} para a combinação refrigerante-cobre ou refrigerante-latão é [6]:

$$C_{sf} = 0,007985$$

O fluxo de calor médio, ϕ_{TE} , correspondente à parcela trocada entre a superfície e o fluido, durante o tempo de espera, poderia ser estimada pela relação de Mikic e Rohsenow [51], apresentada em detalhes na Seção 5.2.6. A parcela do fluxo de calor relativa à convecção natural, que é desprezível em relação ao fluxo de calor total, não será considerada, como sugerido na Seção 5.2.7.

Reescrevendo a Eq. (5.31), agora em termos de ϕ_{TE} , tem-se:

$$\phi_{TE} = 2^{1-m'} \pi^{1/2} C_1 C_2^{3/2} C_3^{1/2} [r_s f_1(\theta, \beta)]^{m'} (\rho c_p k)_l^{1/2} x \cdot \left[\frac{\sigma g(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/8} (Ja)^{15/8} \left(\frac{\rho_l h_{lv}}{\sigma T_{sat}} \right)^{m'} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{3/4} (\Delta T)^{m'+1} \quad (6.3)$$

As constantes C_2 e C_3 da equação acima são resultantes da utilização das correlações sugeridas por Cole e Rohsenow para o diâmetro de despreendimento de bolhas, Eq. (5.29) e Zuber para a frequência de bolhas, Eq. (5.30). Além das propriedades físicas e de transporte do fluido, esta equação apresenta parâmetros (C_1 , r_s , m e f_1) que dependem do mecanismo de nucleação das bolhas e da distribuição das cavidades na superfície de aquecimento. Por este motivo, enfocaremos esses aspectos separadamente nas duas seções posteriores.

6.3.1 Nucleação

As superfícies de aquecimento são constituídas, de modo geral, de

cavidades e reentrâncias que tendem a facilitar a formação de núcleos ativos. Diversos estudos experimentais mostraram que nas cavidades em que existam gases não condensáveis e/ou vapor do fluido aprisionados, o processo de nucleação é facilitado. Considerando somente cavidades onde não existam gases incondensáveis, que corresponde a uma situação em que a superfície de ebulição permaneceu aquecida durante algum tempo, e de formato cônico, Lorenz/Mikic e Rohsenow [50], propuseram um mecanismo simples para a expansão do vapor, em que o raio de curvatura, r_c (adimensionalizado pelo uso do raio da boca da cavidade, r) pode ser expresso em termos do ângulo de contato, θ , e do ângulo da cavidade cônica, β . A Fig. 6.2 ilustra a cavidade cônica e os ângulos associados ao fenômeno.

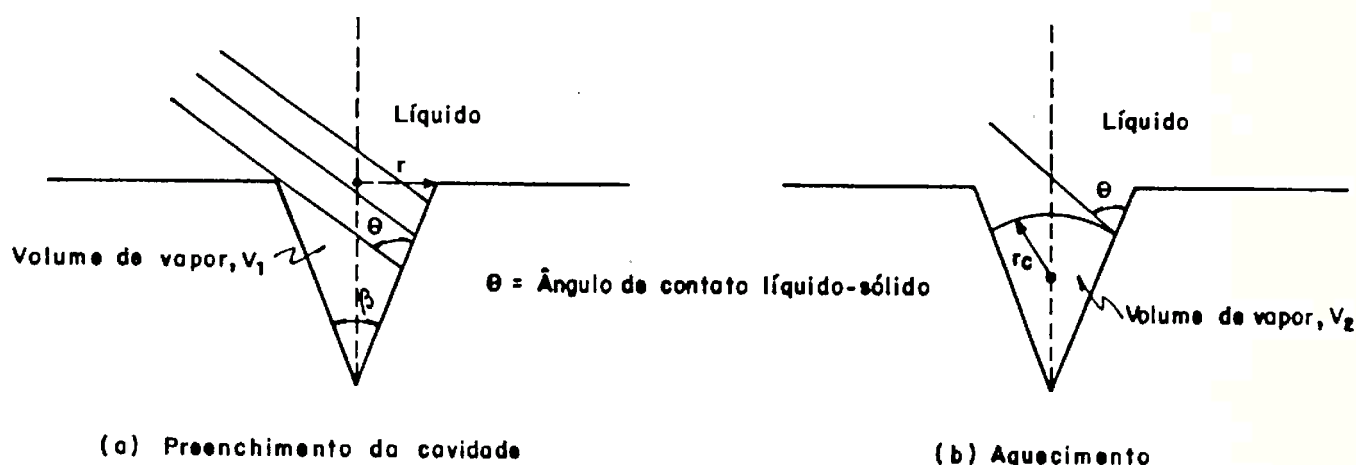


Figura 6.2 Processo de expansão do vapor, [50]

Na Fig. acima (a), uma cavidade cônica é invadida pelo líquido. Se o ângulo de contato do líquido com a superfície da cavidade for maior que o ângulo de abertura da cavidade, algum gás será deixado dentro, e a cavidade se ativará, caso contrário todo o gás é removido e a cavidade permanecerá inativa. Assim, para:

$$\theta > \beta + \text{cavidade é ativada}$$

A Fig. anterior (b) ilustra a situação em que o volume do vapor aumenta, devido ao aquecimento. Para um dado líquido e determinada cavidade, r_c pode ser maior, igual ou menor que r , dependendo do volume de vapor. Se o volume inicial de vapor é tal que $r_c/r \geq 1$, o raio da boca da cavidade é o que, para uma gama de valores do ângulo de contato, determinará o superaquecimento necessário para sua ativação. Porém, se $r_c/r < 1$, será o raio de curvatura inicial aquele que determinará o superaquecimento necessário para o crescimento da bolha.

Nessas condições, Lorenz propôs que se o volume, V_1 , de vapor aprisionado na Fig. 6.2a é igual ao volume de vapor reajustado, V_2 , da Fig. 6.2b, a magnitude de r_c e também r_c/r podem ser determinadas geometricamente para qualquer θ e β . Os resultados são mostrados na Fig. 6.3.

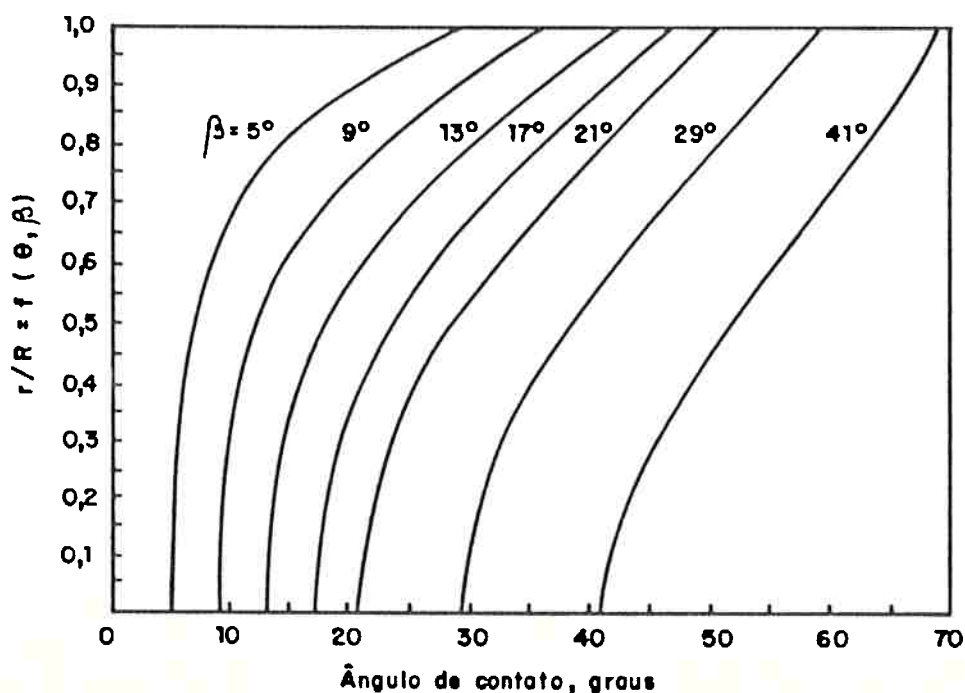


Figura 6.3 Relação entre θ e β , [50]

Os autores propõe, então, que o critério de início de nucleação para cavidades artificiais em um sistema uniformemente superaquecido, anteriormente proposto por Griffith e Wallis [58], fosse modificado para:

$$\Delta T = \frac{2 \sigma T_{\text{sat}}}{\rho_v h_{g,v} r f_1(\theta, \beta)} \quad (6.4)$$

onde

$$f_1(\theta, \beta) = \frac{r}{r_c} \quad (6.5)$$

Observe-se que para qualquer ângulo de vértice do cone, β , existe um valor máximo de ângulo de contato, θ , acima do qual o raio de curvatura seria idêntico ao raio da cavidade, ou $f_1(\theta, \beta) = 1$.

Alguns autores tem sugerido valores para o ângulo de contato, θ , para refrigerantes puros e em misturas com óleo, para distintos materiais da superfície. Stephan e Abdelsalam [17], sugerem para refrigerantes puros e superfície de aquecimento em aço inoxidável polido ou cobre polido, que se adote $\theta = 35^\circ$. Jensen e Jackman [35], testando R113 puro e R113 + óleo com superfície de aço inoxidável, obtiveram resultados (em 29 testes com concentrações de 2%, 5% e 10% de óleo na base massa) do ângulo de contato, θ , que variaram de 55° à 69° ,

Para o ângulo do vértice do cone, β , de um cilindro de cobre polido, Lorenz et alli [50] sugerem valores que variam entre 5° e 7° . No presente trabalho, em que a superfície de aquecimento é um cilindro de latão com tratamento superficial por retífica, será admitido a existência de cavidades cônicas pequenas, com ângulos β da ordem daqueles sugeridos na ref. [50]. Dessa forma, adotando valores de θ e β sugeridos na literatura, pela Fig. 3, pode-se concluir, com razoável precisão, que:

$$\frac{r_c}{r} = f_1(\theta, \beta) = 1, \text{ ou } r_c = r$$

6.3.2 Número de Cavidades Ativas

Brown [57], investigou a ebulição nucleada em diversas superfícies, com diferentes tipos de acabamento, empregando uma técnica especial que permitiu medir o tamanho das bolhas. Os resultados deste trabalho mostraram que o número de cavidades por unidade de área (n/A), com raio maior que r pode ser, aproximadamente, estimado pela lei da potência:

$$\frac{n}{A} = C_1 \left(\frac{r_s}{r}\right)^{m'} \quad (6.6)$$

onde r_s é o raio da cavidade que proporcionaria uma única cavidade ativa, e C_1 é uma constante adimensional.

Para o expoente m' da Eq. (6.6), Stralen e Cole [36], propõe o valor de 3,5 para R113, Benzeno e metanol. Mikic e Rohsenow [51] sugerem $m' = 2,5$ para os dados da ebulição nucleada da água obtidos por Addoms, e para o n-pentano, benzeno e álcool etílico esses autores sugerem $m' = 3,0$. Os resultados experimentais obtidos no presente trabalho e correlacionados pela Eq. (5.33), de acordo com o critério discutido na Seção 5.2.7, proporcionaram um valor de $m' = 3,955$, quando considerados dados para os três refrigerantes testados e suas misturas com óleo até 7% de concentração, juntos. Assim sendo, sugere-se que para aplicação da Eq. (6.3), adote-se:

$$m' = 3,955$$

A Fig. 6.4, apresentada na Ref. [50], válida para alguns fluidos, entre os quais o R113, mostra a variação de n/A com r , obtida pelo

uso de uma resistência cilíndrica de cobre com tratamento superficial. A superfície de aquecimento do presente trabalho, como já foi dito, era um cilindro de latão, no qual foi realizado um processo de retífica e posterior aplicação de lixas finas e lixas d'água. De acordo com Yankee [56], esse processo de tratamento da superfície produz rugosidade que varia de 0,4 à 6,3 μm , enquanto que, com polimento, a rugosidade varia entre 0,1 à 0,4 μm , valores estes que também estão de acordo com aqueles obtidos por Shoukri e Judd [55] para superfícies de cobre.

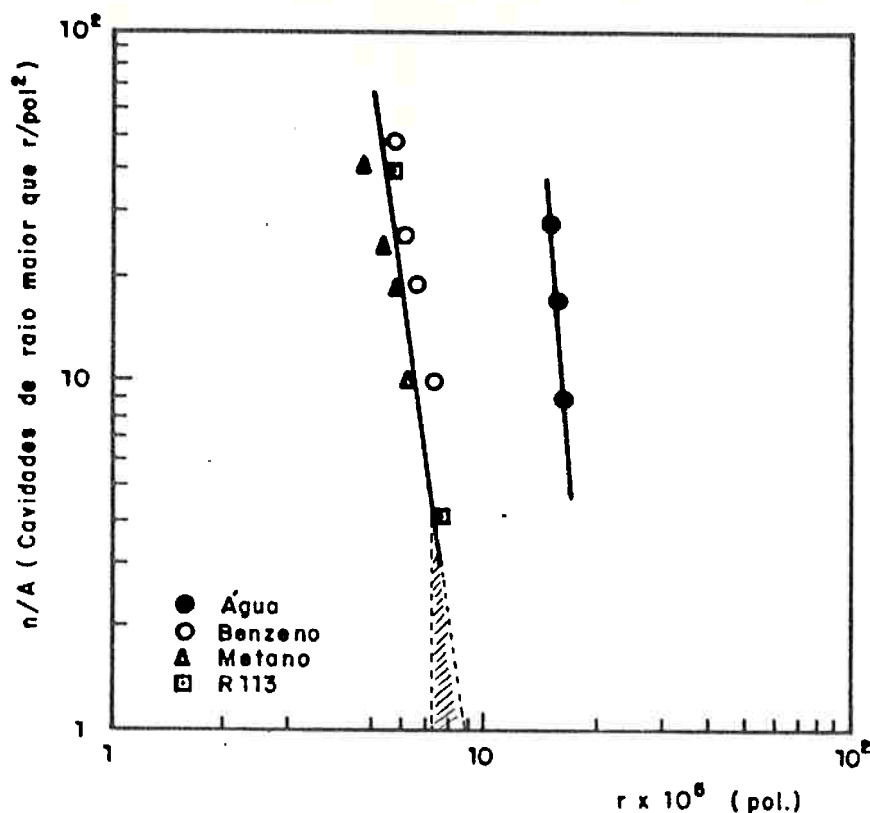


Figura 6.4 Número de cavidades ativas versus raio da cavidade [50]

Na Seção 4.4 foi feita uma estimativa do número de cavidades ativas, através da correlação proposta na ref. [50]; Eq. (4.2). Nessa equação n/A é estimado como função de ϕ , ΔT , D_b e f , além de proprie

dades do fluido. O diâmetro de bolhas foi calculado pela Eq. (4.1), e a frequência de bolhas foi estimada pelas correlações apresentadas na Seção 3.6.1. Os resultados obtidos mostraram que n/A aumenta com o incremento de ϕ , e que, para um mesmo nível de potência fornecida, o número de cavidades ativas diminui à medida que se aumenta a porcentagem de óleo na mistura. Para os testes com R113 e R11, n/A obtido pela aplicação da Eq. (4.2) variou entre 500 e 6000 por metro quadrado de área aquecida, com um valor médio de 3800. Esta faixa de cavidades ativas está representada na Fig. 6.4 pela área achureada, de onde pode-se obter valores do raio de cavidade, r , variando entre 1,8 à 2,3 μm .

Pela aplicação da Eq. (6.6), é admitindo-se que a constante C_1 apresente uma ordem de grandeza de 1, pode-se avaliar o produto $C_1 r_s^{m'}$. A tabela 6.1, mostra a variação deste produto.

Tabela 6.1 Variação do produto $C_1 r_s^{m'}$, obtido com valores da Fig. 6.4.

n/A (cav./m ²)	r (μm)	$C_1 r_s^{m'}$
2000	1,81	$0,389 \times 10^{-19}$
3000	1,93	$0,750 \times 10^{-19}$
3800	2,00	$1,096 \times 10^{-19}$
4000	2,06	$1,296 \times 10^{-19}$
6000	2,26	$2,809 \times 10^{-19}$

A tabela acima mostra que apesar do raio da cavidade não ter variado significativamente com o número de cavidades ativas, o produto $C_1 r_s^{m'}$ é muito sensível à mudanças no raio da cavidade, justificando estudos para conhecimento do tamanho e distribuição das cavidades na superfície de aquecimento. Para efeito de avaliação do modelo

adotou-se o valor médio para este produto, qual seja:

$$C_1 r_s^{m'} = 1,096 \times 10^{-19}$$

6.4 Avaliação do Modelo

O fluxo de calor total, ϕ , da Eq. (6.1), foi levantado como função do superaquecimento, ΔT . Aquela equação envolve as parcelas ϕ_A e ϕ_{TE} , calculadas pelas Eqs. (6.2) e (6.3), respectivamente, com as propriedades do fluido sendo referidas à mistura (quando for este o caso) e os parâmetros e constantes, sendo:

$$\phi_A \left\{ \begin{array}{l} C_{sf} = 0,007985 \\ m = 0,33 \\ n = 1,7 \end{array} \right. \quad \phi_{TE} \left\{ \begin{array}{l} C_2 = 4,65 \times 10^{-4} \\ C_3 = 0,59 \\ f_1(\theta, \beta) = 1 \\ m' = 3,955 \\ C_1 r_s^{m'} = 1,096 \times 10^{-19} \end{array} \right.$$

A correlação dos resultados experimentais que proporcionou o valor $m' = 3,955$ foi efetuada para concentrações até 7% de óleo na base massa, tomando-se somente os valores dos ramos de descida da curva de ebulição. Este método para correlacionar os dados experimentais de misturas refrigerante-óleo, foi proposto no presente trabalho para contornar os efeitos de histerese observados na curva de ebulição e discutidos no Cap. 4.

As Figs. 6.5 à 6.9 apresentam os resultados experimentais comparados aqueles proporcionados pelo modelo proposto para o R11 puro e em misturas com 1%, 3%, 5% e 7% de óleo na base massa. Da mesma forma as Figs. 6.10 à 6.12 mostram esses resultados para o R113 puro e com 1% e 3% de óleo, respectivamente. Na Fig. 6.13 comparam-se resultados para o R114 puro.

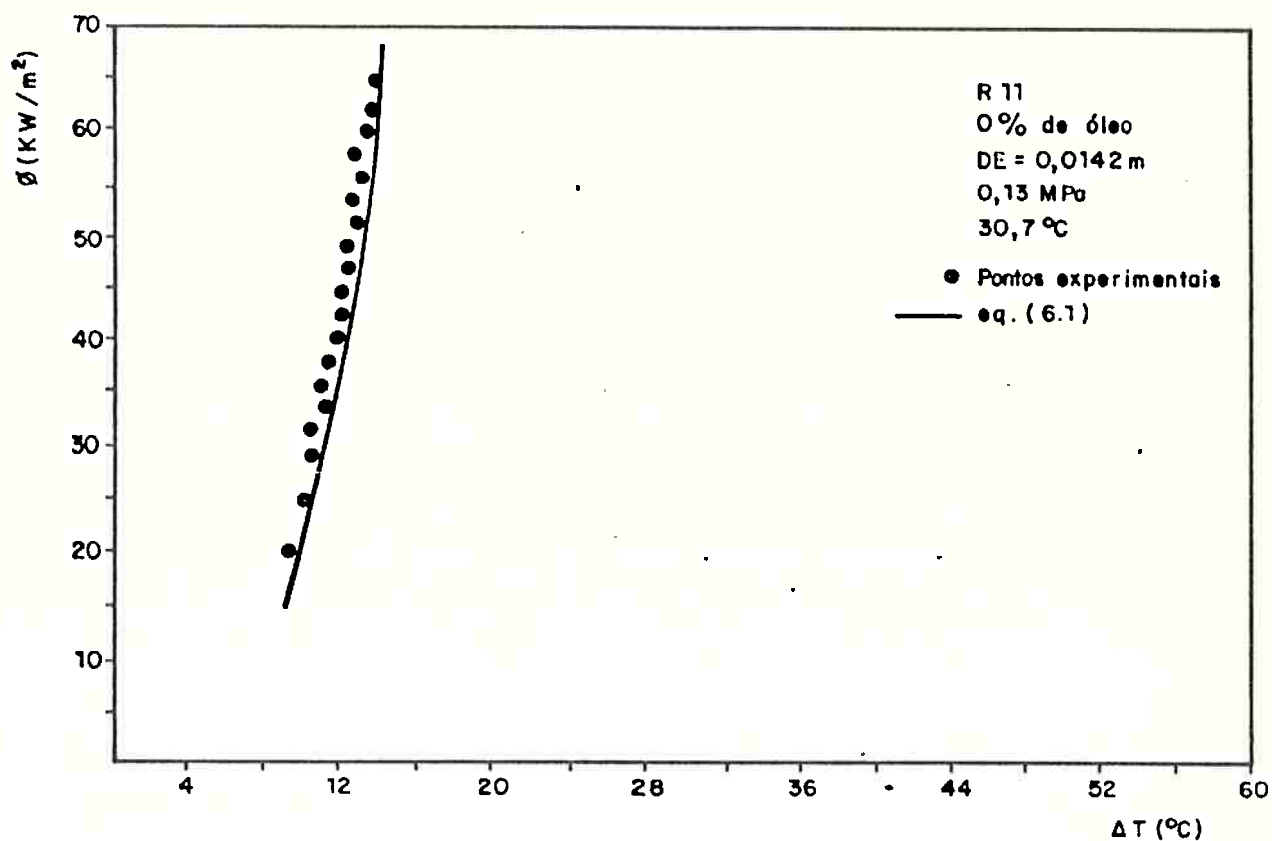


Figura 6.5 Resultados experimentais comparados ao modelo proposto para o R11 puro

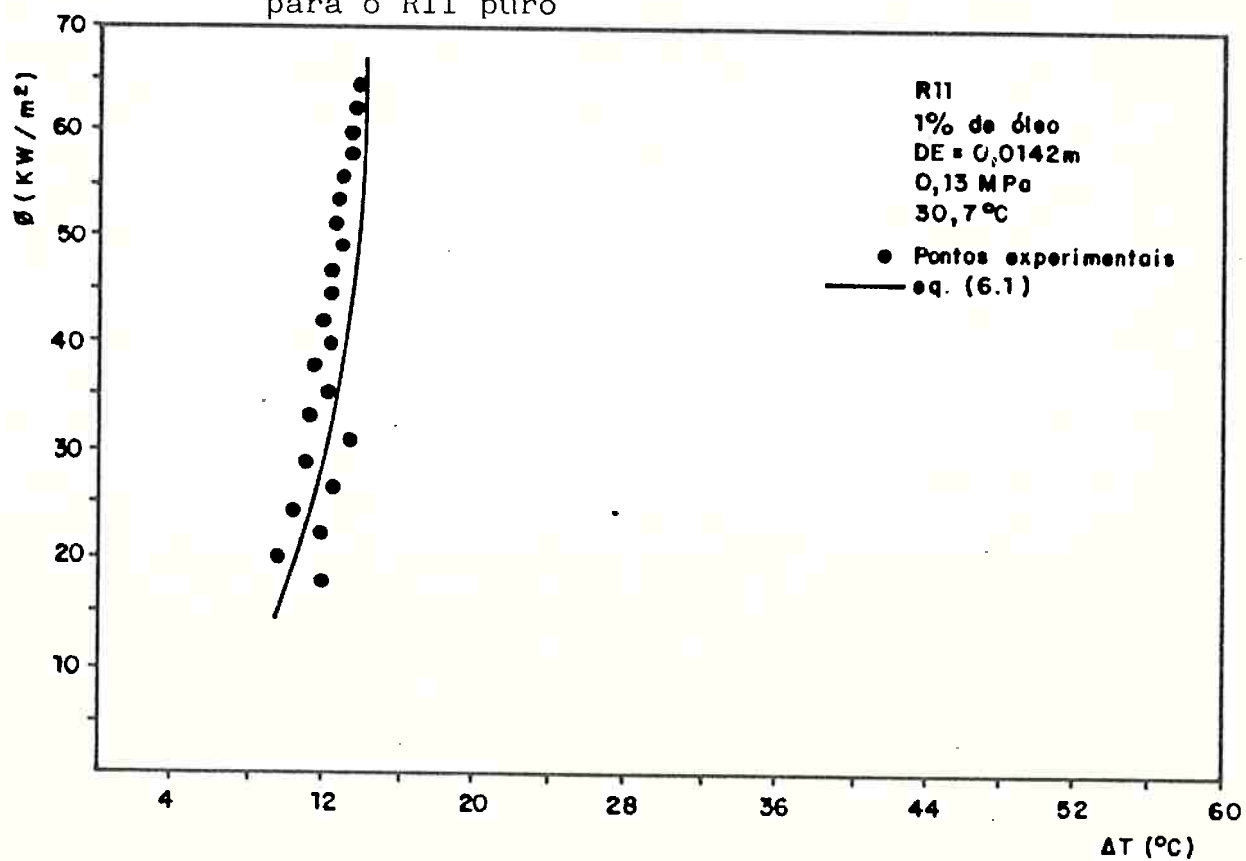


Figura 6.6 Resultados experimentais comparados ao modelo proposto para o R11 + 1% de óleo.

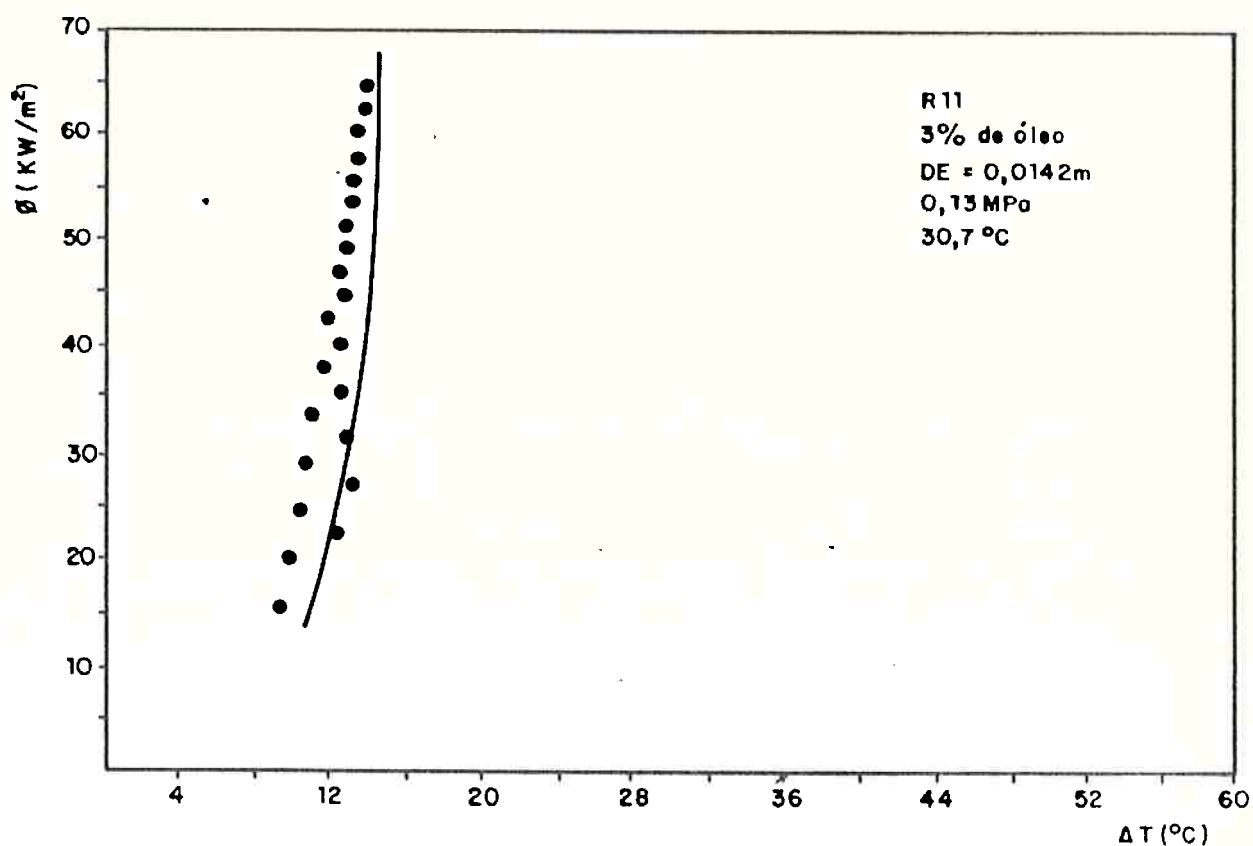


Figura 6.7 Resultados experimentais comparados ao modelo proposto para o R11 + 3% de óleo

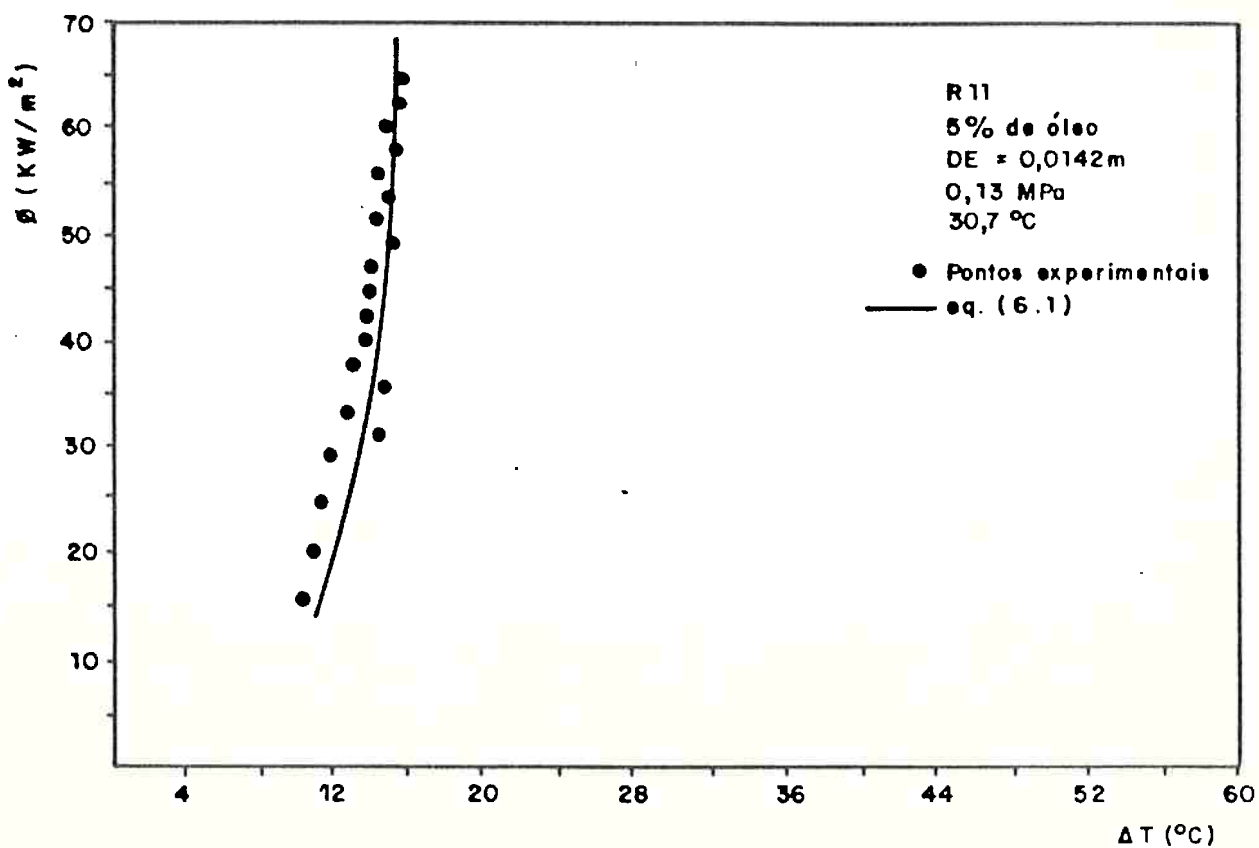


Figura 6.8 Resultados experimentais comparados ao modelo proposto para o R11 + 5% de óleo.

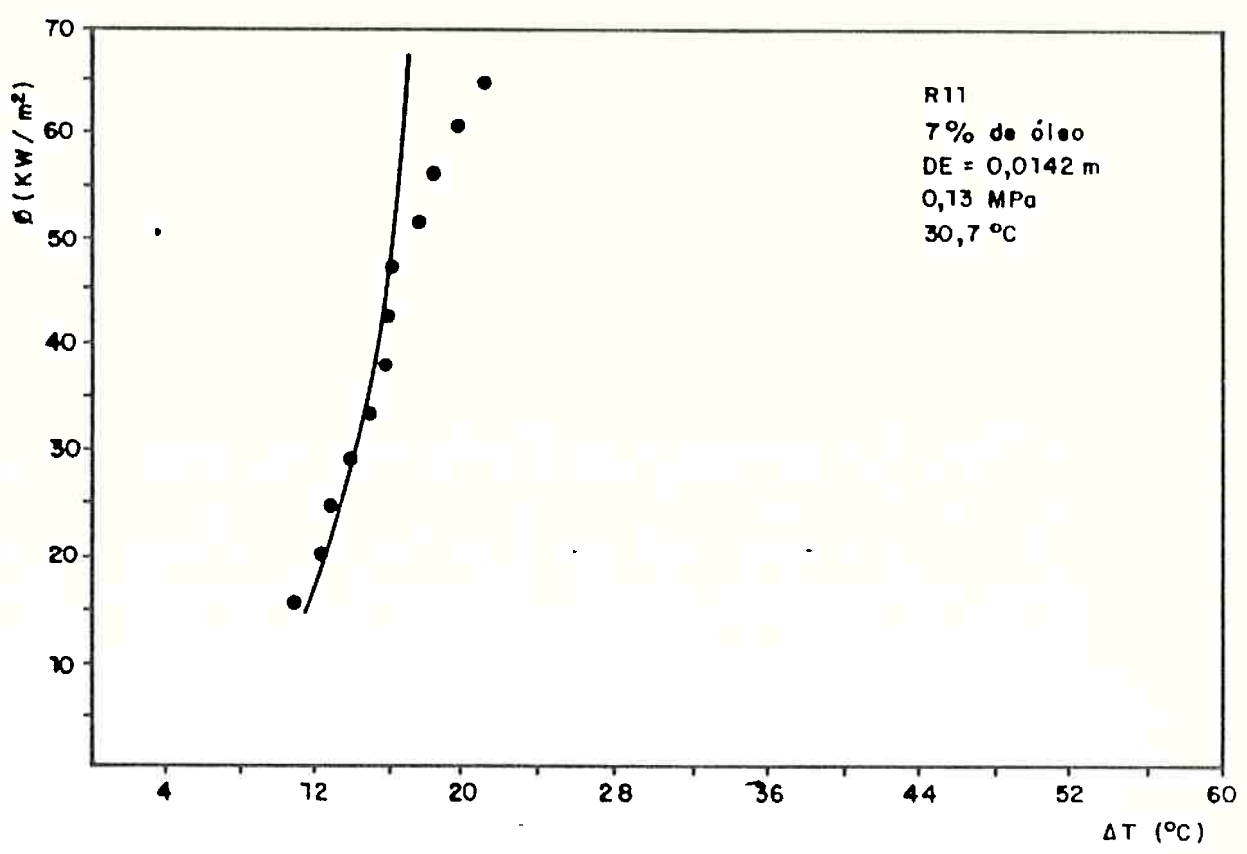


Figura 6.9 Resultados experimentais comparados ao modelo proposto para o R11 + 7% de óleo

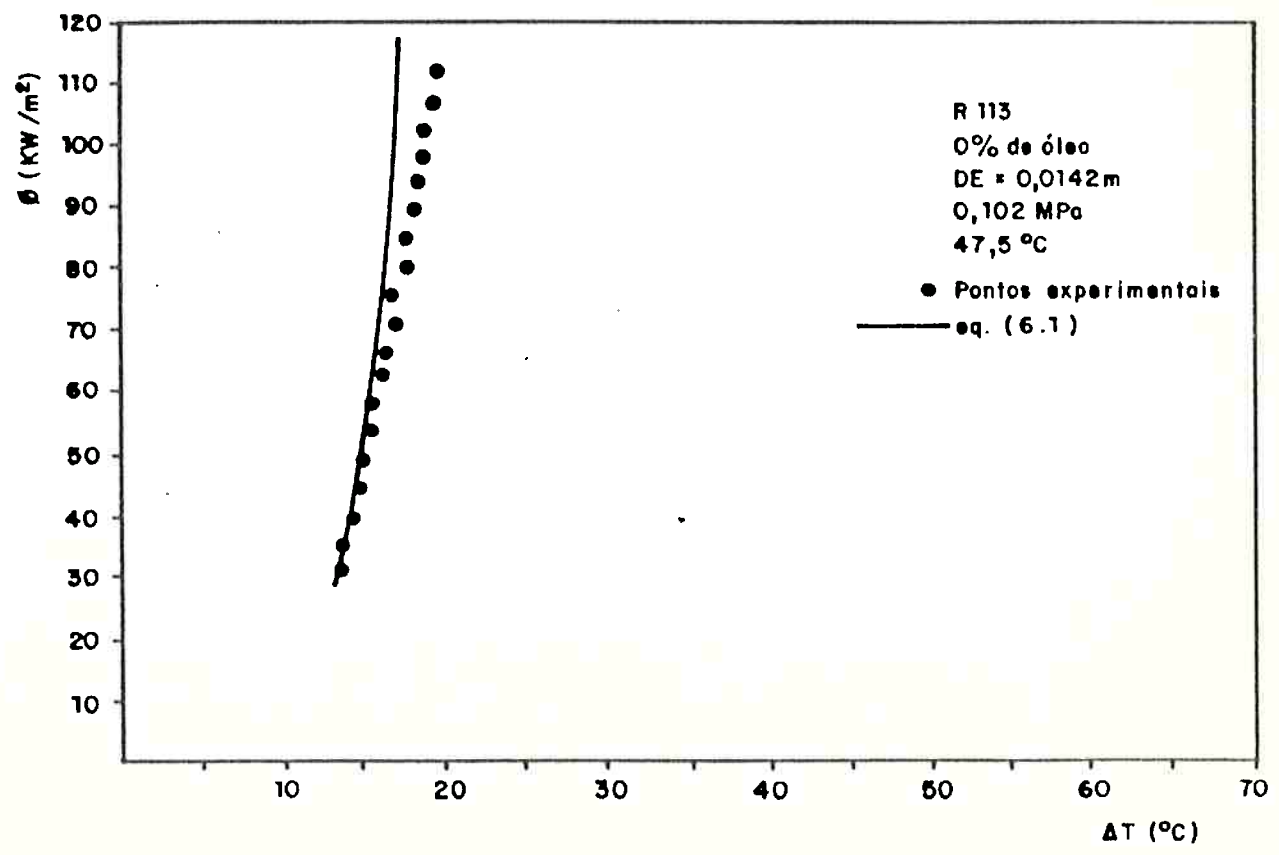


Figura 6.10 Resultados experimentais comparados ao modelo proposto para o R113 puro.

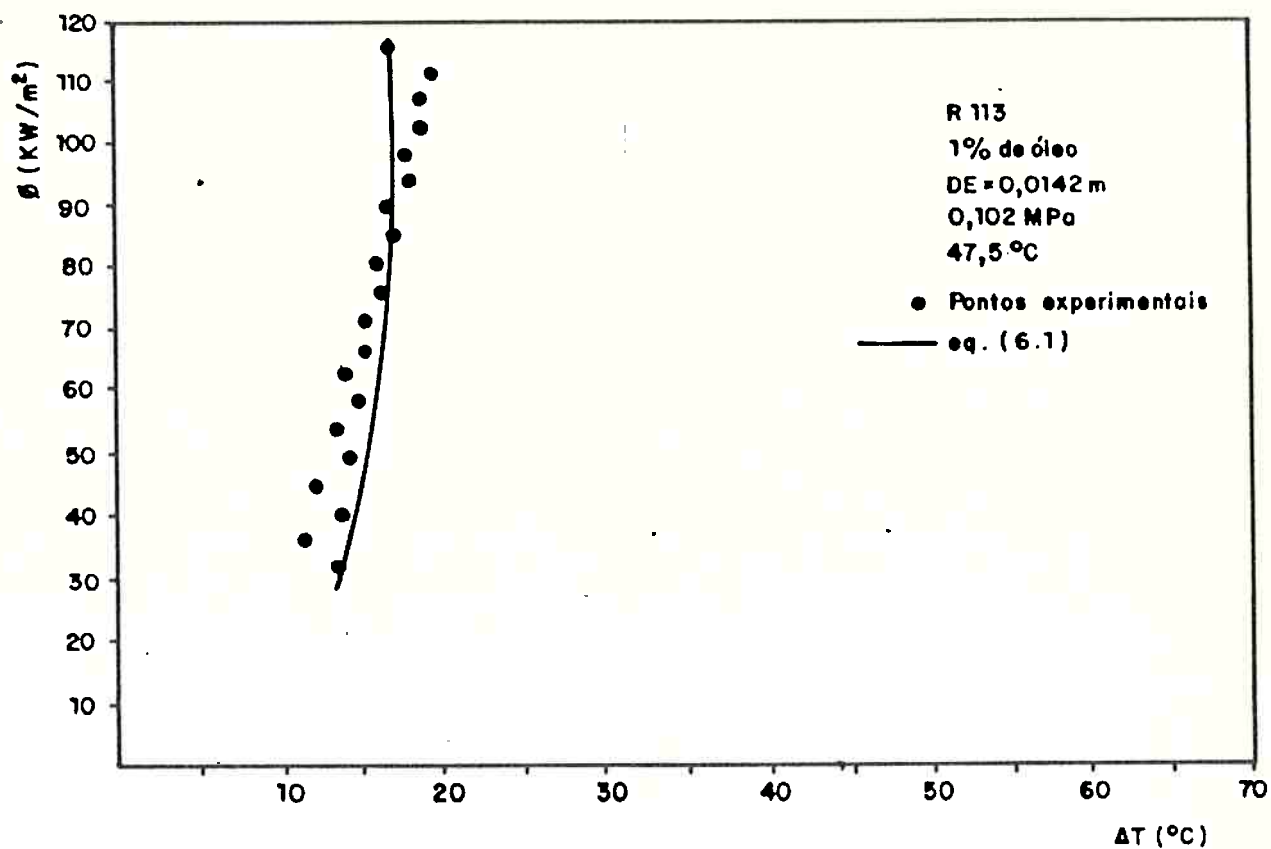


Figura 6.11 Resultados experimentais comparados ao modelo proposto para o R113 + 1% de óleo

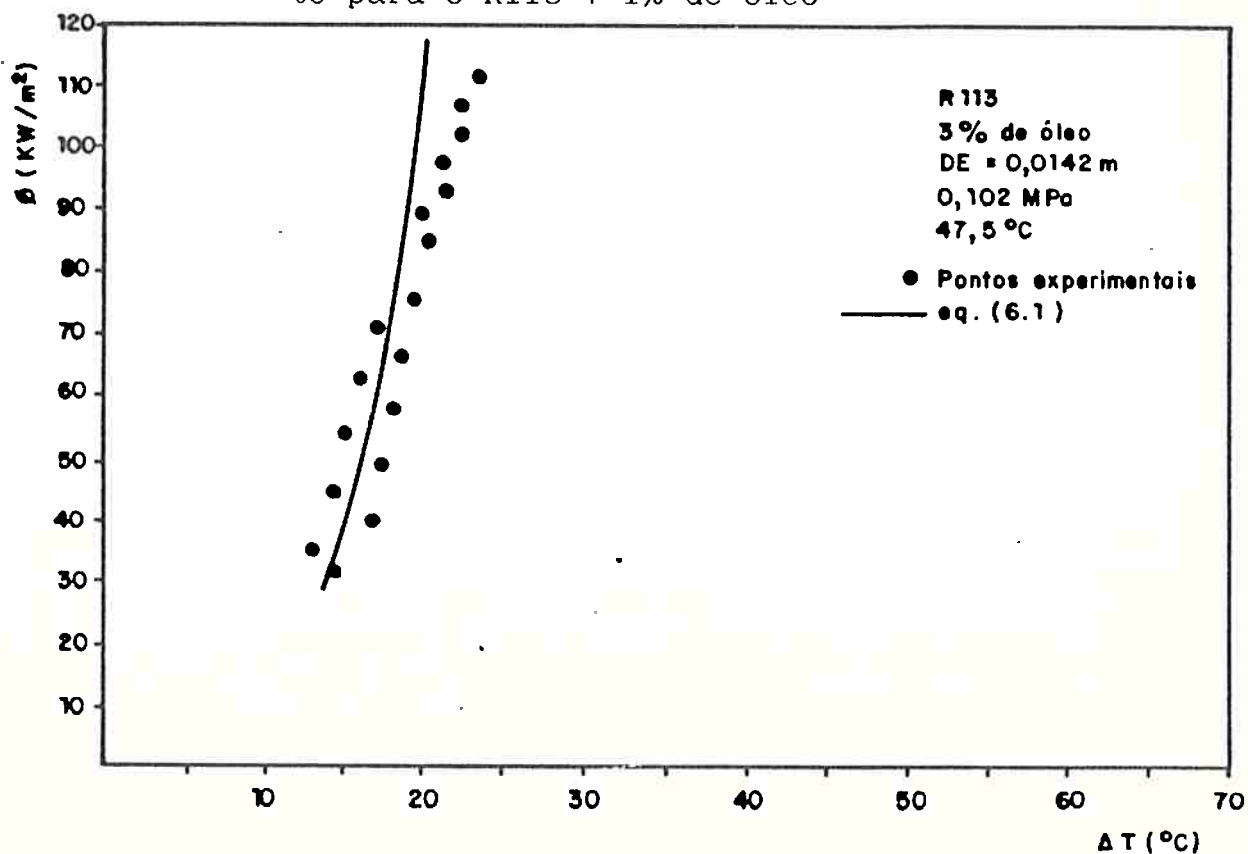


Figura 6.12 Resultados experimentais comparados ao modelo proposto para o R113 + 3% de óleo

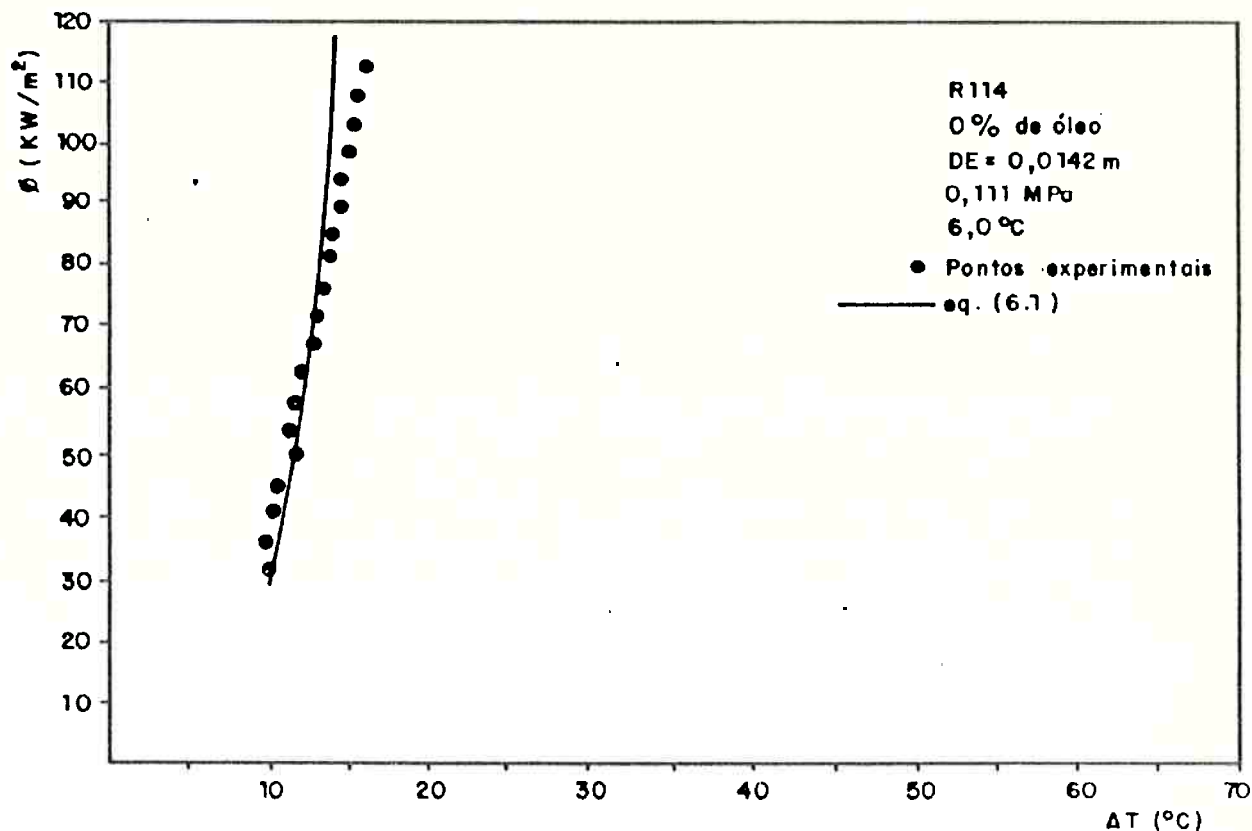


Figura 6.13 Resultados experimentais comparados ao modelo proposto para o R114 puro.

6.4.1 Comentários

As figuras apresentadas na Seção anterior mostram que o modelo proposto correlaciona muito bem os resultados experimentais, tanto para os refrigerantes puros quanto para misturas com concentração de óleo até 7% na base massa. Foram levantadas curvas para altas concentrações de óleo (10% e 20%), e os resultados não foram bons, indicando que para estes casos devem ser considerados outros efeitos além daqueles abordados no modelo proposto.

A tabela 6.2, compara as parcelas de fluxo de calor, ϕ_A e ϕ_{TE} , da Eq. (6.1), em função da concentração de óleo na mistura e do superaquecimento da superfície. Verifica-se que, para um mesmo superaquecimento (por ex.: $\Delta T = 8^\circ\text{C}$), o fluxo de calor total reduz-se com o in-

Tabela 6.2 Resultados da Eq. (6.1) para ϕ_A e ϕ_{TE} , em função da concentração de óleo e do superaquecimento. (ϕ em kW/m^2).

ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	R11 puro		R11,+ 1% de óleo		R11,+ 3% de óleo		R11,+ 5% de óleo		R11,+ 7% de óleo		
	ϕ_A	ϕ_{TE}	ϕ_A	ϕ_{TE}	ϕ_A	ϕ_{TE}	ϕ_A	ϕ_{TE}	ϕ_A	ϕ_{TE}	
$\phi_A > \phi_{TE}$	8	5,99	1,94	4,78	1,69	3,15	1,56	2,09	1,50	1,39	1,45
	10	11,71	5,86	9,34	5,12	6,15	4,73	4,08	4,52	2,72	4,39
	12	20,25	14,47	16,15	12,63	10,63	11,67	7,05	11,17	4,70	10,83
	14	32,17	31,07	25,67	27,11	16,89	25,05	11,20	23,97	7,46	23,25
$\phi_A < \phi_{TE}$	16	43,04	60,21	38,33	52,53	25,22	48,56	16,73	46,45	11,15	45,06

cremento da concentração de óleo e que o valor relativo da parcela de fluxo de calor devido à agitação do líquido, ϕ_A , diminui à medida que a mistura torna-se mais viscosa (maior concentração de óleo). Por outro lado, o valor relativo de ϕ_{TE} aumenta com a concentração de óleo, indicando um maior tempo de espera da bolha junto à superfície aquecida, como se havia sugerido anteriormente. A Fig. 6.14 ilustra esta situação.

6.5 Comparação do Modelo com Resultados Experimentais da Literatura

Nesta Seção os resultados do modelo proposto são comparados com resultados experimentais apresentados na literatura. As Figs. 6.15 e 6.16, mostram essa comparação com os resultados experimentais para o R113 e R114 puros, respectivamente.

Os resultados experimentais de Jensen et alli, apresentados na Fig. 6.15, foram obtidos na ebulição do R113 puro à temperatura de saturação de $46,5^{\circ}\text{C}$, enquanto que para a ebulição do R114 puro, Wannia-

rachchi et alli obtiveram os resultados mostrados na Fig. 6.16 à $-2,2^{\circ}\text{C}$. Assim sendo, pode-se afirmar que o modelo proposto correlaciona bem os resultados experimentais, inclusive à temperaturas de saturação diferentes das utilizadas nos testes deste trabalho.

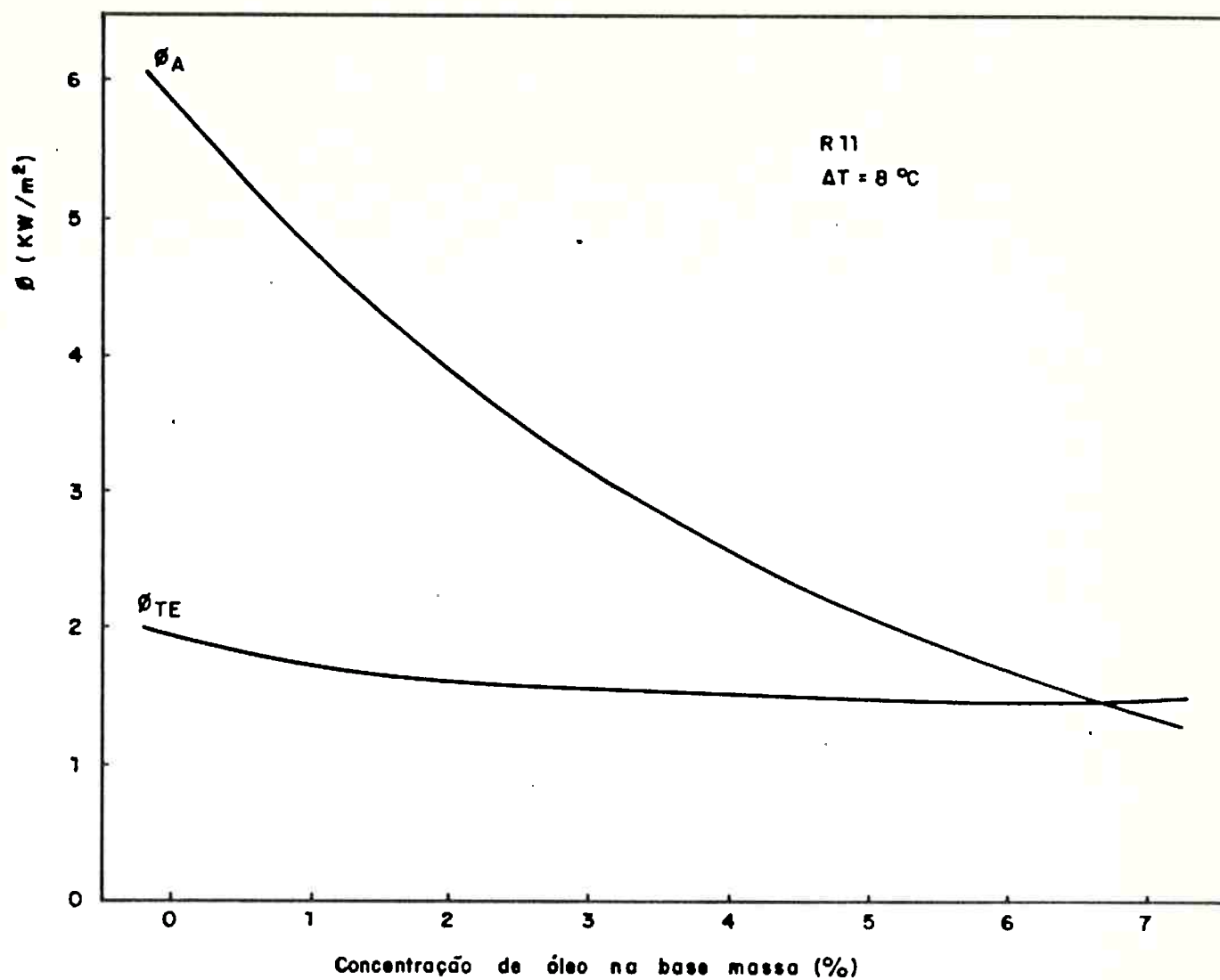


Figura 6.14 Comparação de ϕ_A e ϕ_{TE} em função da concentração de óleo, para um superaquecimento de 8°C .

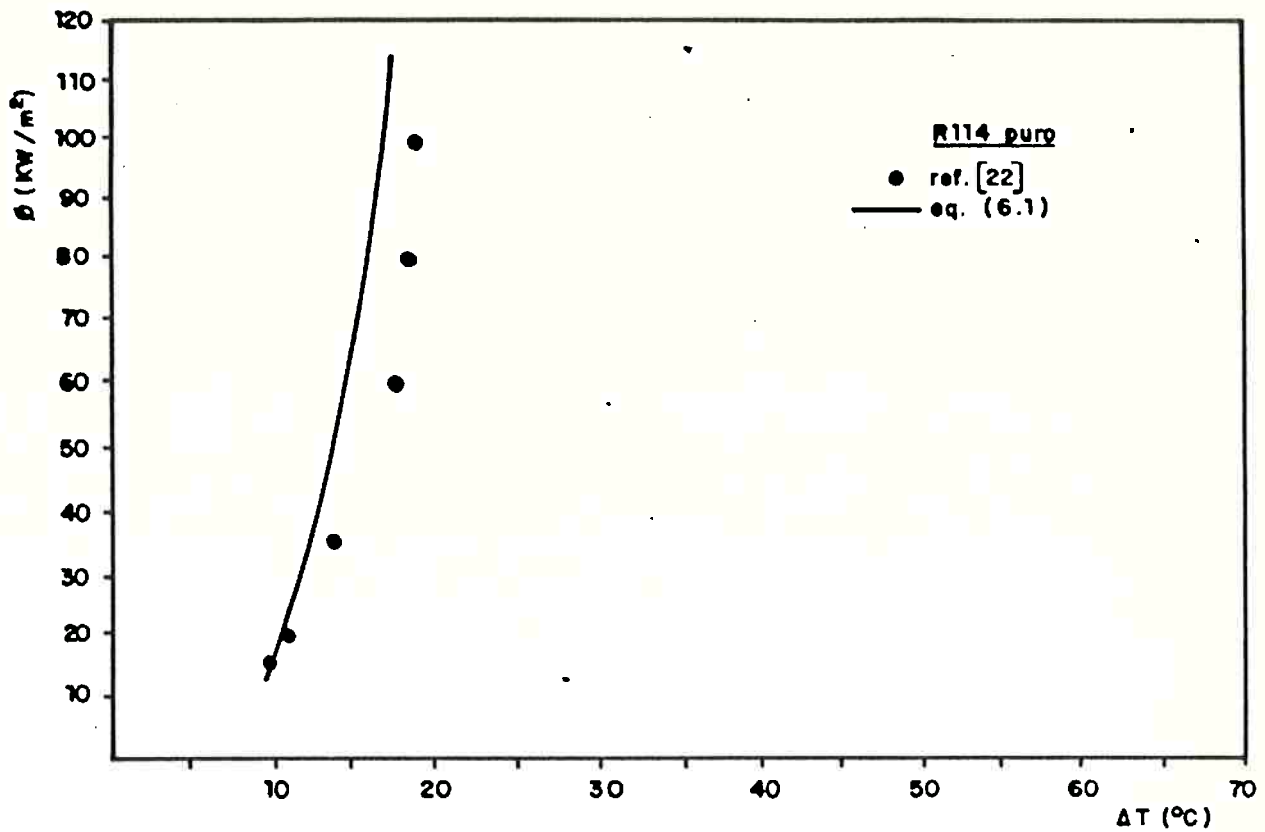


Figura 6.15 Comparação do modelo proposto com os resultados experimentais de Jensen e Jackman [20,35], para o R113 puro

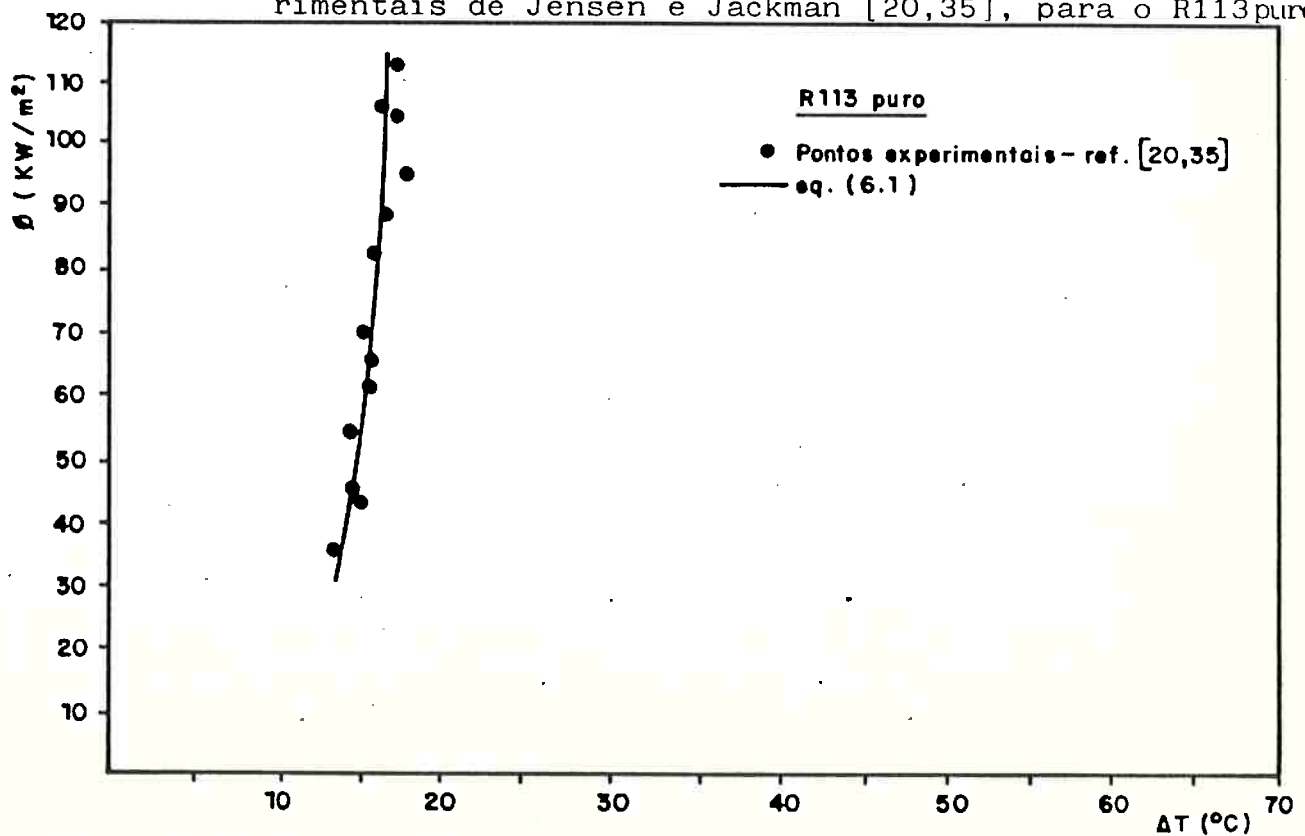


Figura 6.16 Comparação do modelo proposto com os resultados experimentais de Wanniarachchiet alli [22], para o R114 puro

7 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O presente trabalho foi realizado para investigar o efeito do óleo diluído no refrigerante sobre sua curva de ebulição. O problema foi estudado através da ebulição em piscina de misturas refrigerante-óleo, com a superfície de aquecimento sendo aquecida elêtricamente. As seguintes conclusões podem ser tiradas deste estudo.

- (1) A utilização de uma cuba de ebulição para realização dos testes proporcionou bons resultados, apesar da instrumentação utilizada não ter sido sofisticada.
- (2) Os resultados experimentais mostrados nas Figs. do Cap. 3 e observações visuais dos experimentos, permitiram identificar com boa precisão o ponto de ocorrência das primeiras bolhas (ponto de ONB), como mostrado nas tabelas 3.1 e 3.2, além da distribuição das bolhas sobre a superfície aquecida no regime de ebulição plenamente desenvolvida.
- (3) O efeito do óleo no coeficiente de transferência de calor para a região de ebulição plenamente desenvolvida, se dá no sentido de diminuí-lo. Não se observaram aumentos significativos no coeficiente de transferência de calor para concentrações de 1% e 3% de óleo em relação aos refrigerantes puros, não caracterizando certa anomalia referida na literatura [3, 11], segundo a qual o coeficiente de transferência de calor para essas concentrações deve ser maior que para o refrigerante puro.
- (4) O efeito de pressão na curva de ebulição foi observado em alguns experimentos com os refrigerantes puros, concluindo-se que a transferência de calor aumenta com a elevação da pressão, como consequência da ativação de um número maior de cavidades na superfície, o que vem confirmar resultados obtidos na literatura.

- (5) Os resultados experimentais envolvendo a frequência de bolhas mostraram que esta aumenta com o fluxo de calor. Ficou também evidente que a presença do óleo altera a frequência com que as bolhas se despreendem da superfície de aquecimento (e que essa alteração ocorre no sentido de diminuir à medida que se aumenta a concentração de óleo). O diâmetro da bolha, por sua vez, tende a aumentar com a elevação da concentração de óleo na mistura, como resultado da formação de uma camada rica em óleo junto à superfície de aquecimento, devido a evaporação continuada do refrigerante nesta região. O número de cavidades ativas na superfície de aquecimento, obtido pela aplicação da Eq. (4.2), aumenta com o incremento do fluxo de calor, mas para um mesmo nível de potência fornecida, o número de cavidades ativas diminui à medida que a porcentagem de óleo na mistura é aumentada.
- (6) A viscosidade e a tensão superficial da mistura refrigerante-óleo são as propriedades que mais influência têm na transferência de calor na ebulição nucleada. Pela presença de uma maior quantidade de óleo o fluido fica mais viscoso e a tensão superficial da mistura aumenta provocando a formação de bolhas maiores que se destacam da superfície com frequência reduzida. Esses efeitos provocam uma menor agitação do líquido promovida pelas bolhas, e, conseqüentemente, uma redução no coeficiente de transferência de calor.
- (7) A curva de ebulição de misturas refrigerante-óleo, obtida a partir de uma condição inicial de superfície de aquecimento desativada, apresenta uma histerese que se acentua com o teor de óleo da mistura. Um mecanismo possível para a ocorrência da histerese foi proposto, o qual é baseado nas cavidades ativas sobre a superfície de aquecimento e sua ativação.

- (8) Equações do tipo Rohsenow tem se mostrado eficientes na correlação de misturas refrigerante-óleo. No presente trabalho, resultados experimentais obtidos para misturas de distintas concentrações de óleo comercial com R11, R113 e R114 foram correlacionados por equações do tipo acima mencionado. A maior dispersão se deu para concentrações acima de 7%, onde o efeito de histerese na curva de ebulição é significativo.
- (9) Em face da ocorrência de histerese na curva de ebulição e, com base em argumentos discutidos no Cap. 4, sugeriu-se que a correlação dos dados experimentais deve ser efetuada pelo trecho descendente da curva de ebulição, a qual incorpora os efeitos de um maior número de cavidades ativas. Por outro lado, é o trecho descendente que melhor caracteriza o mecanismo de ebulição de superfícies industriais, onde o processo de ebulição se dá durante períodos de tempo relativamente longos.
- (10) Com base na hipótese de que o tempo de espera da bolha junto à superfície aquecida aumenta com a concentração de óleo na mistura, propôs-se um modelo para correlacionar os resultados experimentais de misturas refrigerante-óleo, onde admitê-se que os efeitos de agitação e do tempo de espera podem ser superpostos de modo que o fluxo de calor médio na superfície aquecida seja dado pela Eq.(6.1).
- (11) Os resultados apresentados na Seção 6.4, mostram que o modelo proposto correlaciona muito bem os resultados experimentais, tanto para os refrigerantes puros quanto para misturas com concentração de óleo até 7% na base massa.

7.1 Recomendações para Trabalhos Futuros

Como continuação do presente trabalho, sugere-se a investigação do efeito do óleo na ebulição do refrigerante R134-A, que ainda está em fase de testes pelo fabricante (Du Pont). Este refrigerante está sendo considerado como um dos mais prováveis substitutos do R11 e R12, utilizados atualmente em larga escala, mas que provocam a destruição da camada de ozônio da atmosfera terrestre, como tem sido amplamente divulgado.

Uma análise microscópica da superfície de aquecimento, pela qual se estimasse o tamanho e a distribuição das cavidades, possibilitaria um aprimoramento do modelo proposto.

Numa segunda fase o objetivo seria a construção de um circuito dotado de uma seção de teste aquecida elêtricamente, que permitisse obter grandezas tais como: temperatura do fluido, temperaturas superficiais, pressões, vazões e frações de vazio da mistura bifásica. Como resultados, aspectos básicos importantes poderiam ser estudados, quais sejam: análise do efeito do óleo na perda de carga e na transferência de calor no evaporador, regimes de escoamentos e efeito do óleo sobre a topologia interfacial do escoamento, análise de instabilidades, etc.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] JABARDO, J.M.S., "Transferência de Calor em Escoamento Bifásico", Apostila publicada pela FDTE - EPUSP, 2ª parte, agosto, 1988.
- [2] COLLIER, J.G., "Convective Boiling and Condensation", 2ª edição, publicação da McGraw-Hill Int. Book Company, pg. 123, 1981.
- [3] STEPHAN, K., "Influence of Oil on Heat Transfer of Boiling Refrigerant 12 and Refrigerant 22", XI International Congress of Refrigeration, 1963.
- [4] FURSE, F.G., "Heat Transfer to R-11 e R-12 Boiling Over a Horizontal Copper Surface", ASHRAE Transactions, vol. 71, parte I, pg. 231, 1965.
- [5] DOUGHERTY, R.L., SAUER, H.J., "Nucleate Pool Boiling of Refrigerant-Oil Mixtures from Tubes", ASHRAE Transactions, vol. 80, parte II, pg. 175, 1974.
- [6] SAUER, H.J., MEDROW, R.A., SINNARWALLA, A.M., "Effects of Surface Condition on Nucleate Boiling of R11", ASHRAE Transactions, vol. 81, parte II, pg. 274, 1975.
- [7] ROHSENOW, W.M., "A Method of Correlating Heat Transfer for Surface Boiling of Liquids", Transactions of ASME, vol. 73, pg. 969, 1951.
- [8] CHADDOC, J.B., "Influence of Oil Refrigerant Evaporator Performance", ASHRAE Transactions, vol. 81, parte I, 1976.
- [9] UCHIDA, H., YAMAGUCHI, S., "Heat Transfer in Two-Phase Flow of Refrigerant R12 Through Horizontal Tube", Proceeding of 3rd. International Heat Transfer Conference, vol. 69, 1966.
- [10] TCHERNOBYLSKI, I. e RATIANI, G. - "Experimental Investigation of the Heat Transfer Coefficient of Freon-12 in Pool-Boiling", Cholod. Tech., vol. 3, pg. 32, 1955.

- [11] CHONGRUNGREONG, S. e SAUER, H.J., "Nucleate Boiling Performance of Refrigerants and Refrigerant-Oil Mixtures", Journal of Heat Transfer, pg. 701-705, vol. 102, novembro, 1980.
- [12] FORSTER, H.K. e ZUBER, N. - "Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer", A.I.Ch.E. Journal, pg. 531-535, volume 1, nº4, dezembro, 1955.
- [13] McNEILLY, M.J. - Journal of Imperial College Chem. Eng. Society, vol. 7, pg. 18, 1953.
- [14] MARTO, P.J., LEPERE, V.J., "Pool Boiling Heat Transfer From Enhanced Surfaces to Dielectric Fluids", Journal of Heat Transfer, vol. 104, pg. 292-299, 1982.
- [15] BORISHANSKII, V.M., BOBROVICH, G.I. e MINCHENKO, F.P., "Heat Transfer from a Tube to Water and to Ethanol in Nucleate Pool Boiling", do livro: Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two Phase Media, capítulo 7, pg. 85-106, 1969.
- [16] KUTATELADZE, S.S., "Heat Transfer in Boiling", livro: Fundamentals of Heat Transfer, Academic Press, Nova York, cap. XVII, pg.362, 1963.
- [17] STEPHAN, K. e ABDELSALAM, M., "Heat Transfer Correlations for Natural Convection Boiling", Int. Journal of Heat Mass Transfer, vol. 23, pg. 73-87, 1980.
- [18] STEPHAN, K. e MITROVIC, J., "Heat Transfer in Natural Convective Boiling of Refrigerant-Oil Mixtures", International Heat Transfer Conference, vol. 4, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, D.C., pg. 73-87, 1982.
- [19] THOME, J.R., "Nucleate Pool Boiling of Binary Liquids - An Analytical Equation", AICHE Symposium Series, nº 208, vol.77, pg. 238-250, 1981.
- [20] JENSEN, M.K. e JACKMAN, D.L., "Prediction of Nucleate Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of Refrigerant-Oil Mixtures",

"Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, vol.106, pg. 184, fev., 1984.

- [21] YAMAZAKI, H. e SAKAGUSHI, S., "Heat Transfer in Nucleate Boiling of Oil - freon R113 Mixtures", Bulletion of JSME, paper nº 247-19, vol. 29, janeiro, 1986.
- [22] WANNIARACHCHI, A.S., MARTO, P.J. e REILLY, J.T., "The Effect of Oil Contamination on the Nucleate Pool - Boiling Performance of R114 from a Porous - Surface, ASHRAE Transactions, parte 2B, vol. 92, pg. 525, 1986.
- [23] ASHRAE HANBOOK OF FUNDAMENTALS, SI Edition, cap. 16 e 17, seção 3, 1985.
- [24] CHYU, M.C. e BERGLES, A.E., "Thermal Analysis of the Eletrically Heated Cylindrical Test Section for Heat Transfer Experiments", Experimental Thermal and Fluid Science, nº 1, pg. 19-27, 1988.
- [25] DOSSAT, R.J., "Princípios de Refrigeração", editora Hemus, 1ª edição em portugues, pg. 529.
- [26] Du PONT DO BRASIL S/A, "FREON - Propriedades e Aplicações", Manual.
- [27] GREEN, G.H., "Influence of Oil on Boiling Heat Transfer and Pressure Drop in Refrigerants 12 and 22", ASHRAE JOURNAL, pg. 57-61, dezembro, 1965.
- [28] SPAUSCHUS, H.O., "Vapor Pressures, Volumes and Miscibility Limits of Refrigerant 22 - Oil Solutions", ASHRAE TRANSACTIONS, paper nº 1893, vol. 70, pg. 306-311, 1964.
- [29] STEINLE, Kältetechnik, vol. 12, nº 11, pg. 334, 1960
- [30] STEPHAN, K., "Heat Transfer in Boiling of Mixtures", 7ª International Heat Transfer Conference, Alemanha, pg. 59-81, 1982.
- [31] YAMAZAKI, H., SAKAGUSHI, S. e YASUAKI, A., "Flow Dynamics and Heat Transfer of an Evaporator Using an Oil - Fluorocarbon Binary Mixture", Depto. of Mechanical Engineering Research

Laboratory of Hitachi Ltd, Nota Tecnica, 1986.

- [32] BAUSTIAN, J.J., PATE, M.B., BERGLES, A.E., "Properties of Oil-Refrigerant Mixtures with Applications to Oil Concentration Measurement: Part I - Thermophysical and Transport Properties", ASHRAE Transactions, part 1A, vol. 92, pg. 55-73, 1986.
- [33] Du PONT de NEMOURS e COMPANY (INC.), "Thermodynamics Properties of Freon 11, Freon 113 and Freon 114", 1965.
- [34] CALUS, W.F. e LEONIDOPOULOS, D.J., "Pool Boiling - Binary Liquid Mixtures", Int. Journal Heat Mass Transfer, vol. 17, pg. 249-256, 1974.
- [35] JENSEN, M.K., "Physical Property Data Tables" e "Experimental Boiling Data", Resultados do R113, Comunicação Pessoal, 1986.
- [36] STRALLEN, S.V. e COLE, R., "Boiling Phenomena", volume 1, cap.11, pg. 376, Hemisphere Publishing Corporation, 1979.
- [37] HAHNE, E., GRIGULL, U., "Heat Transfer in Boiling", capítulo III, pg. 65, 1977.
- [38] PREOBRAZHENSKI, V.P., "Mediciones Termotécnicas y Aparatos para Efectuarlas", vol. I, Editora Mir, 1980.
- [39] ALBERNETHY, R.B., BENEDICT, R.P., DOWDELL, R.B., "ASME Measurement Uncertainty". Journal of Fluids Engineering", vol. 107, pg. 161-164, junho, 1985.
- [40] MOFFAT, R.J., "Describing the Uncertainties in Experimental Results", Experimental Thermal and Fluid Science, nº 1, pg. 3-17, 1988.
- [41] MOFFAT, R.J., "Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment", Journal of Fluids Engineering, vol. 107, pg. 173-179, 1985.
- [42] HOLMAN, J.P., "Heat Transfer", cap. 7, 1976.
- [43] FARBER, E.A. e SCORAH, R.L., "Heat Transfer to Water Boiling under Pressure", Transactions ASME, vol. 70, pg. 369-384, 1948.

- [44] PALEN, J.W. e WESTWATER, J.W., "Heat Transfer and Foulings Rates During Pool - Boiling of Calcium Sulfate Solutions", Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., vol. 62, pg. 77-86, 1966.
- [45] YANG, Y.M. e RAA, J.R., "Pool Boiling of Dilute Surfactant Solutions", Journal of Heat Transfer, Technical Notes, vol. 105, pg. 190, fevereiro, 1983.
- [46] STRALLEN, S.J.D.V., "The Growth Rate of Vapour Bubbles in Superheated Pure Liquids and Binary Mixtures", International Journal of Heat and Mass Transfer, part I e II, vol. 11, pg. 1467-1490, 1491-1512, 1968.
- [47] HSU, Y.Y. e GRAHAM, R.W., "An Analytical and Experimental Study of the Thermal Boundary Layer and Ebullition Cycle in Nucleate Boiling", N.A.S.A., Technical Note, D-594, 1961.
- [48] COLE, R. e ROHSENOW, W.M., "Correlation of Bubble Departure Diameters for Boiling of Saturated Liquids", 10th National Heat Transfer Conference, AIChE, agosto, 1968.
- [49] SAVILLE, D.A., CHURCHILL, S.W., "Laminar Free Convection in Boundary Layers Near Horizontal Cylinders and Vertical Axisymmetric Bodies", Journal of Fluid Mechanical, vol. 29, pg. 391-399, 1967.
- [50] LORENZ, J.J., MIKIC, B.B. e ROHSENOW, W.M., "The Effect of Boiling Characteristics", Fifth International Heat Transfer Conference, Tokio, Japão, 1974.
- [51] MIKIC, B.B. e ROHSENOW, W.M., "A New Correlation of Pool-Boiling Data Including the Effect of Heating Surface Characteristics", Journal of Heat Transfer, pg. 245-250, maio, 1969.
- [52] HAN, C.Y. e GRIFFITH, P., "The Mechanism of Heat Transfer in Nucleate Pool Boiling - Part I e II", Int. Journal of Heat Mass Transfer, vol. 8, pg. 887-914, 1965.
- [53] CHURCHILL, S.W. e CHU, H.H.S., "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder",

Int. Journal of Heat Mass Transfer, vol. 18, pg. 1049-1053, 1975.

- [54] FORSTER, K.E. e GREIF, R., "Heat Transfer to a Boiling Liquid, Mechanisms and Correlations", ASME - Journal of Heat Transfer, vol. 81, pg. 43, 1959.
- [55] SHOUKRI, M., JUDD, R.L., "Nucleation Site Activation in Saturated Boiling", Journal of Heat Transfer, pg. 93-98, fev., 1975.
- [56] YANKEE, H.W., "Manufacturing Processes", Prentice-Hall, N. Jersey, pg. 78 e 614, cap. 1 e 38, 1979.
- [57] BROWN, W.T., "A Study of Flow Surface Boiling", PhD Thesis, Departament of Mechanical Engineering, M.I.T., janeiro de 1967.
- [58] GRIFFITH, P. e WALLIS, J.D., "The Role of Surface Conditions in Nucleate Boiling" Chemical Engineering Progress Symposium Series, vol. 56, pg. 49-63, 1960.

APÊNDICE A
(FOTOS)

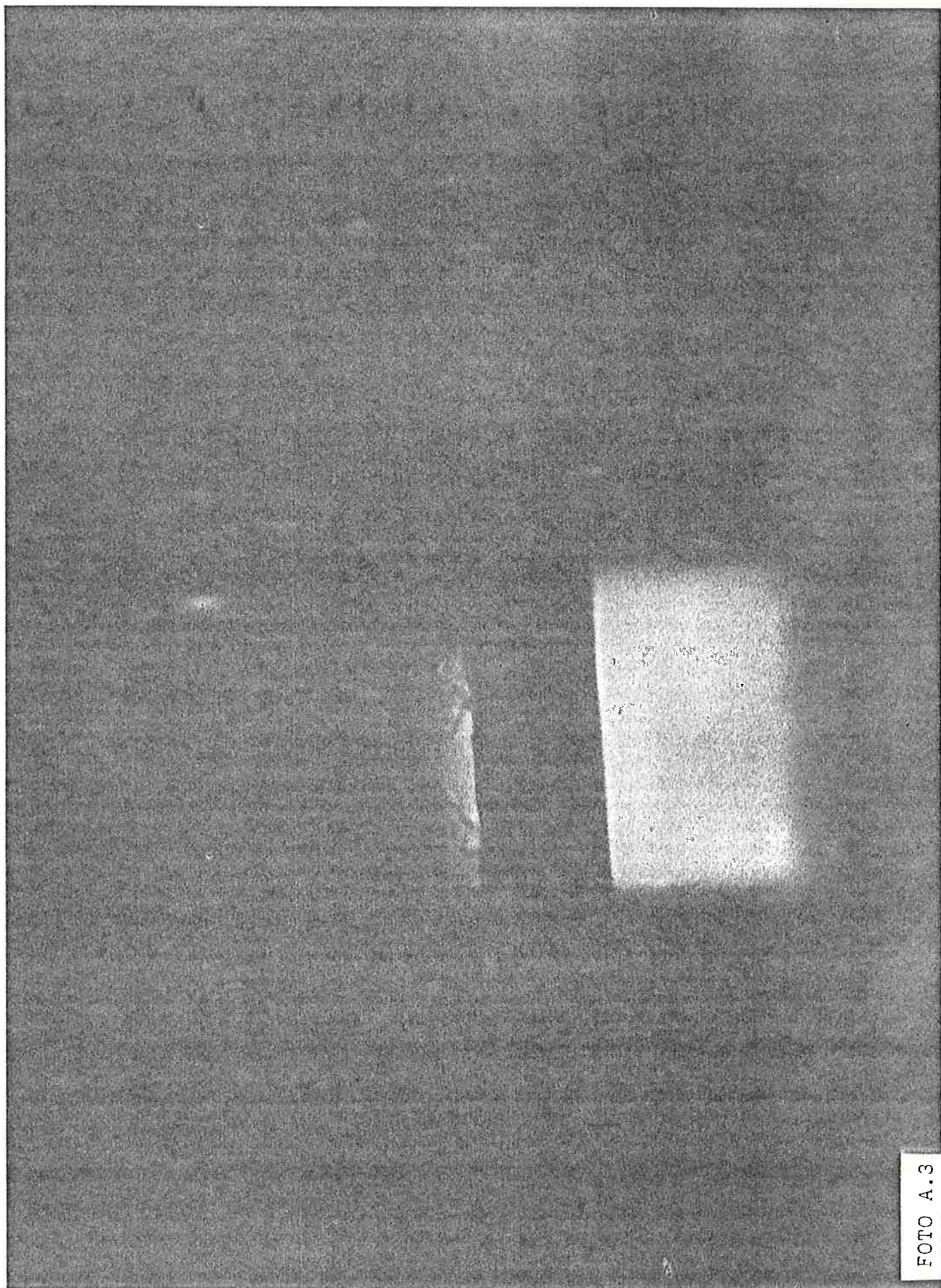


FOTO A.3

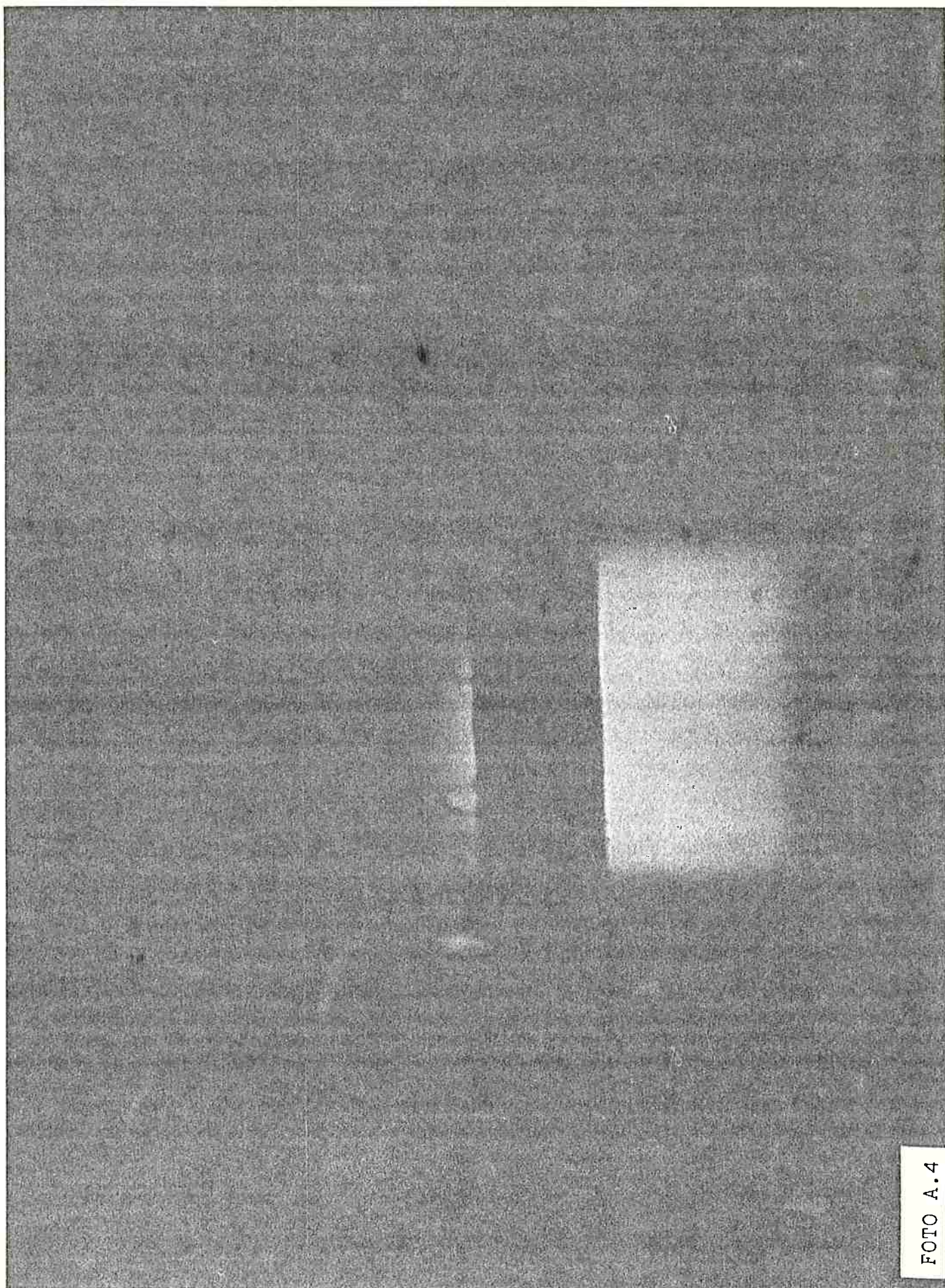


FOTO A.4

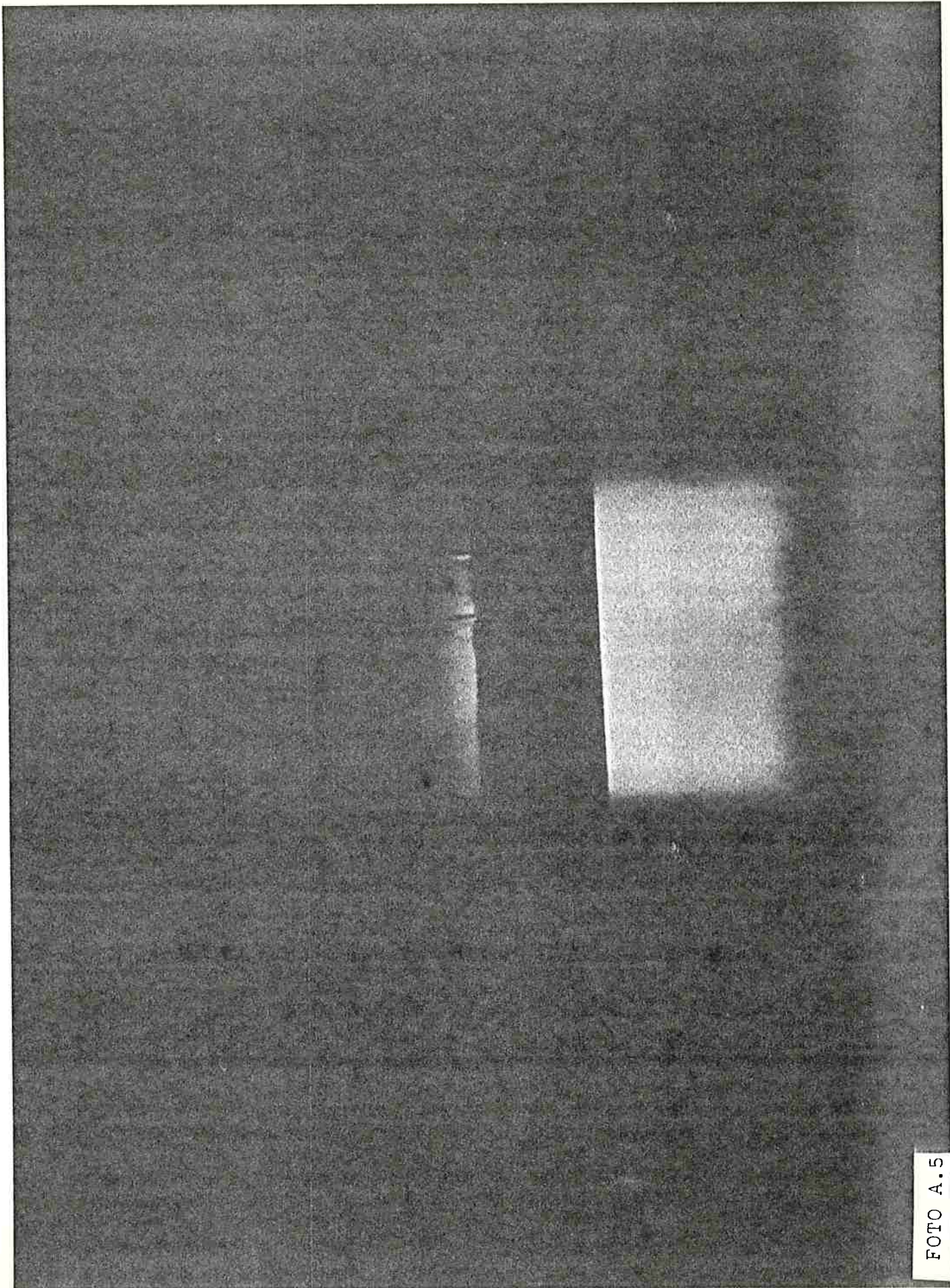
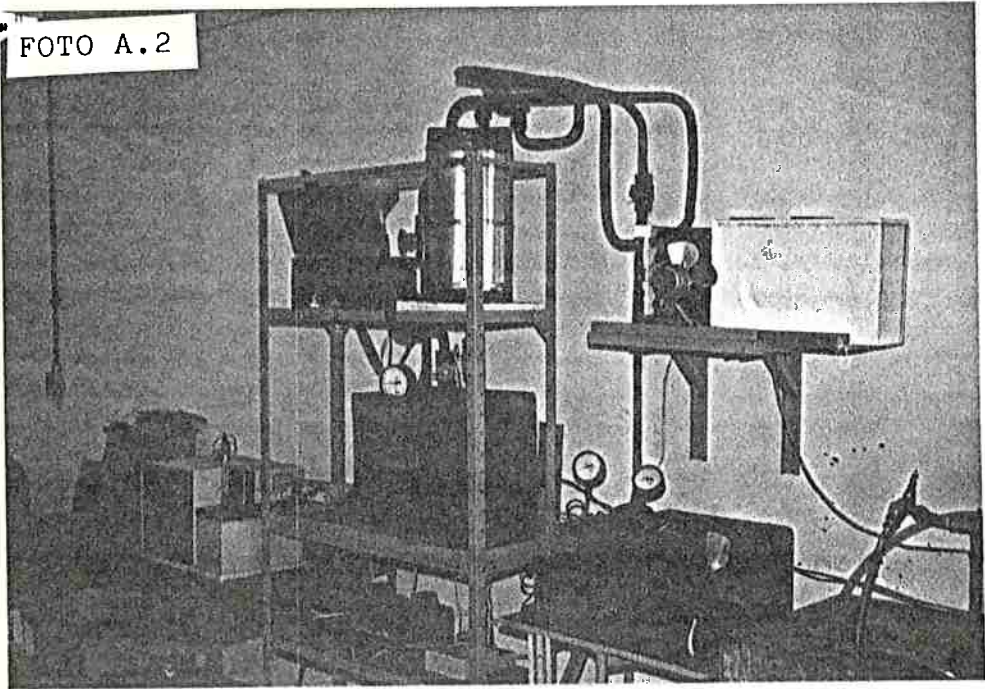
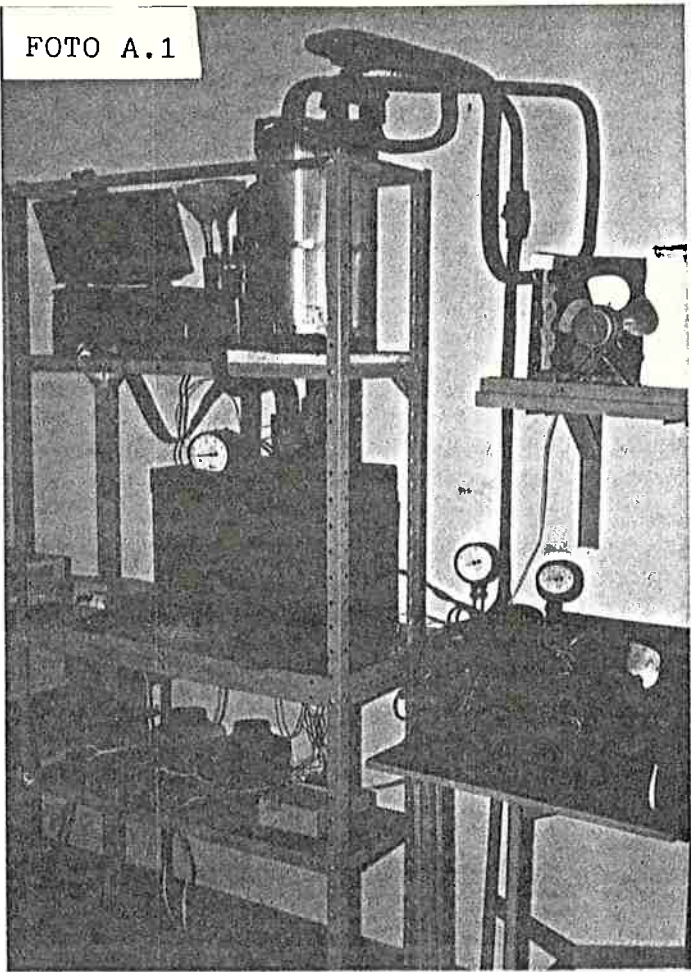
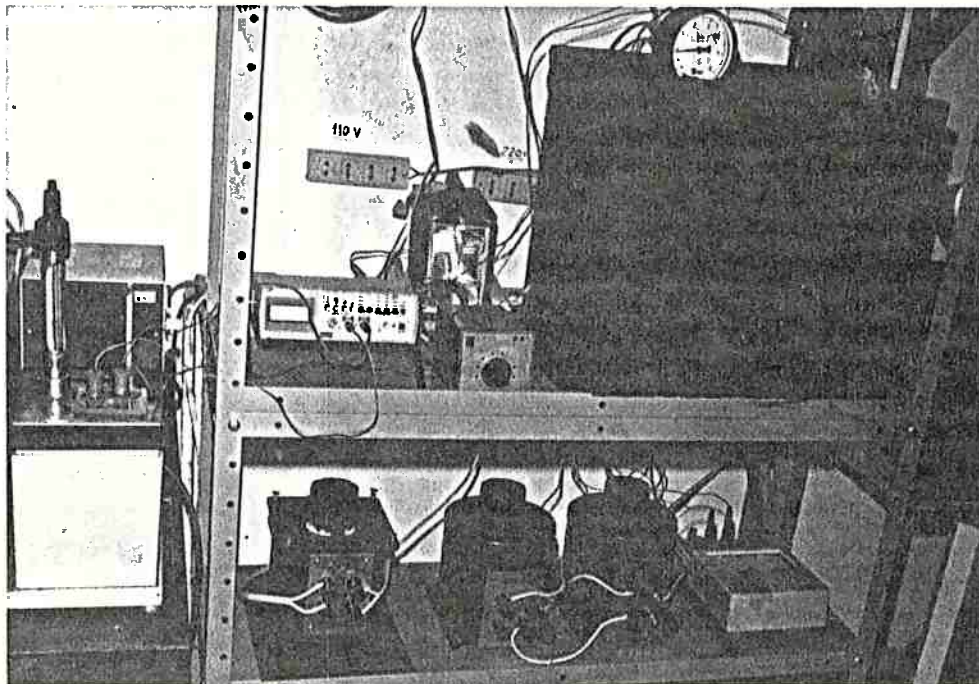
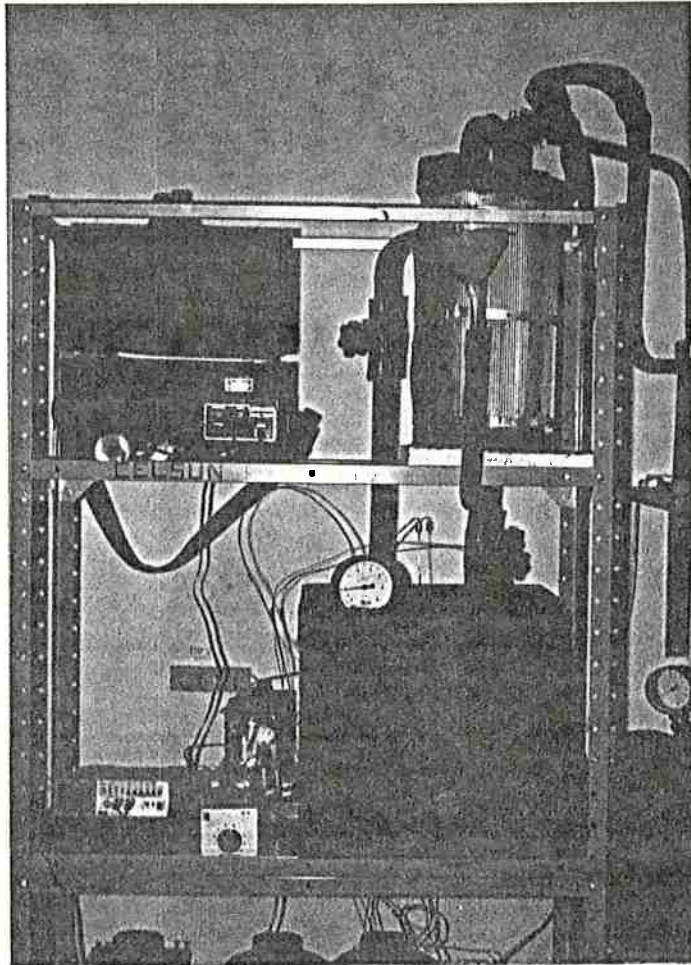
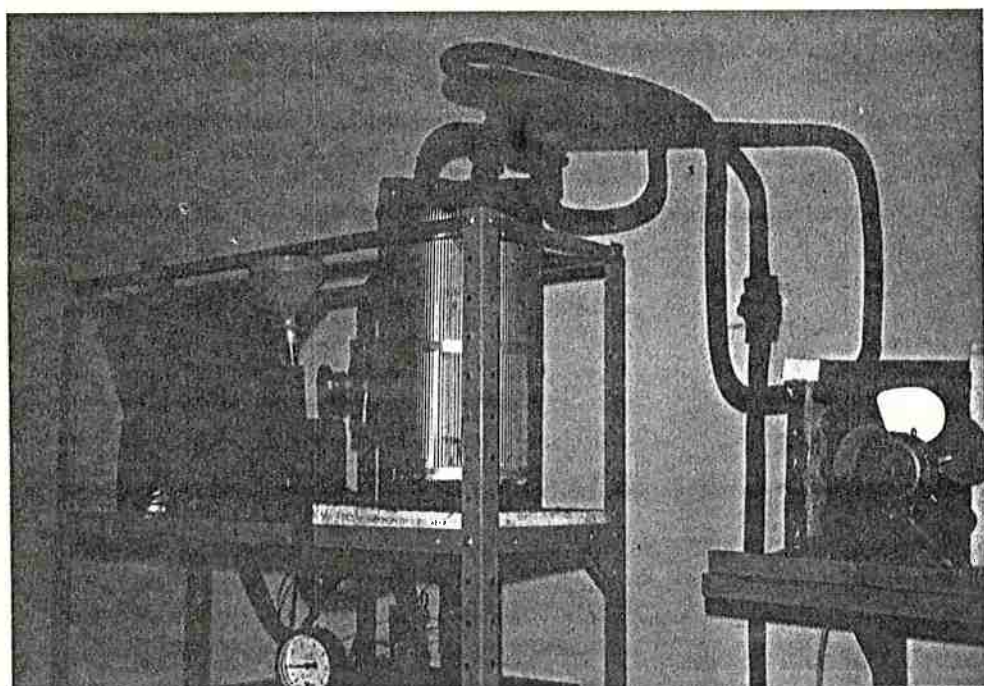
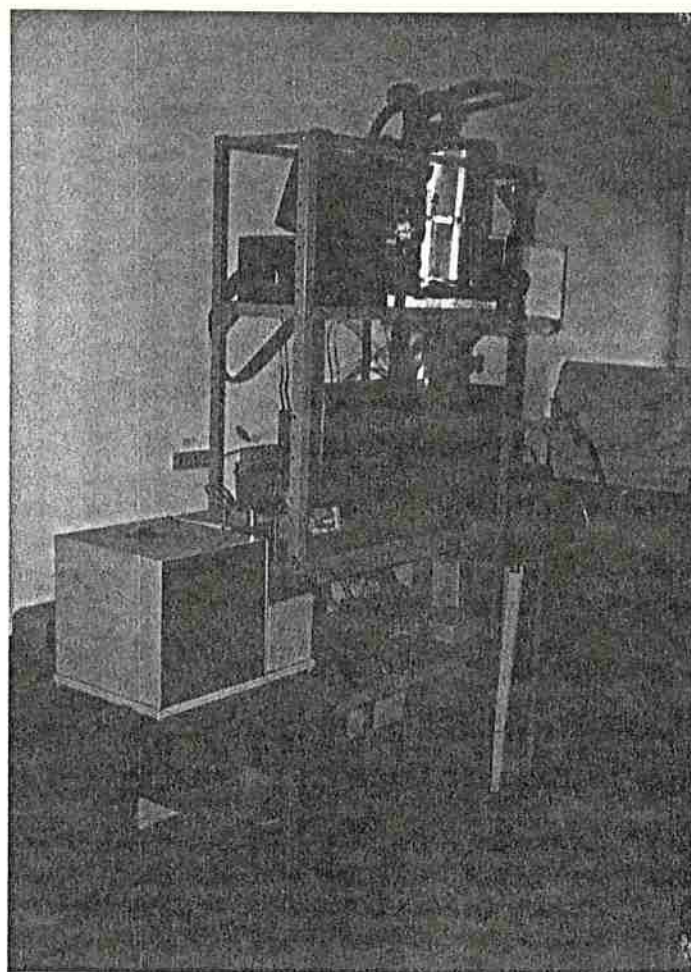
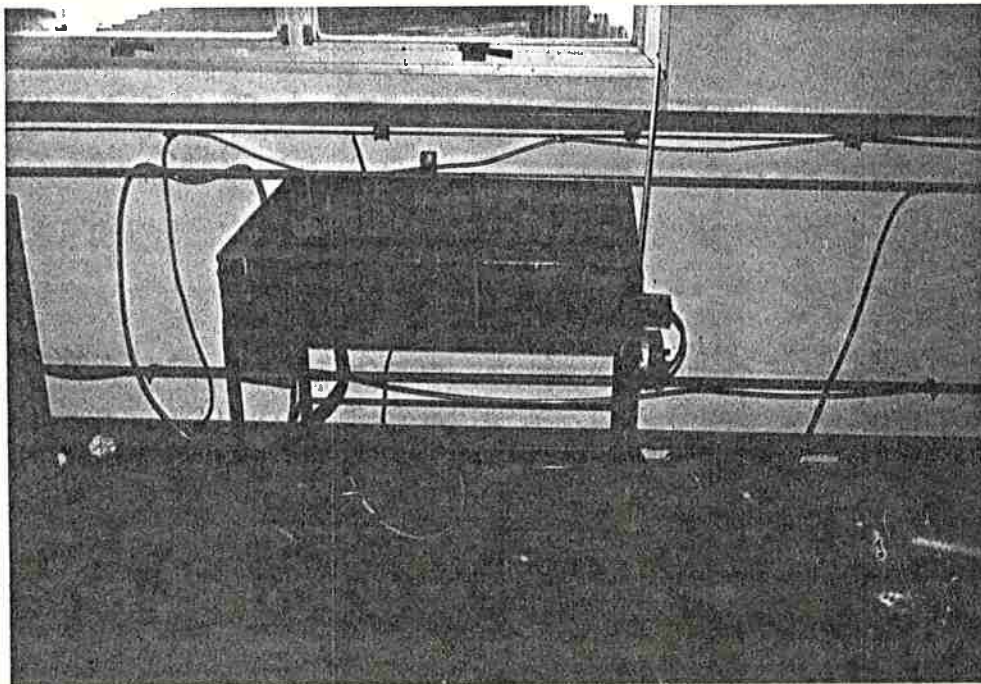
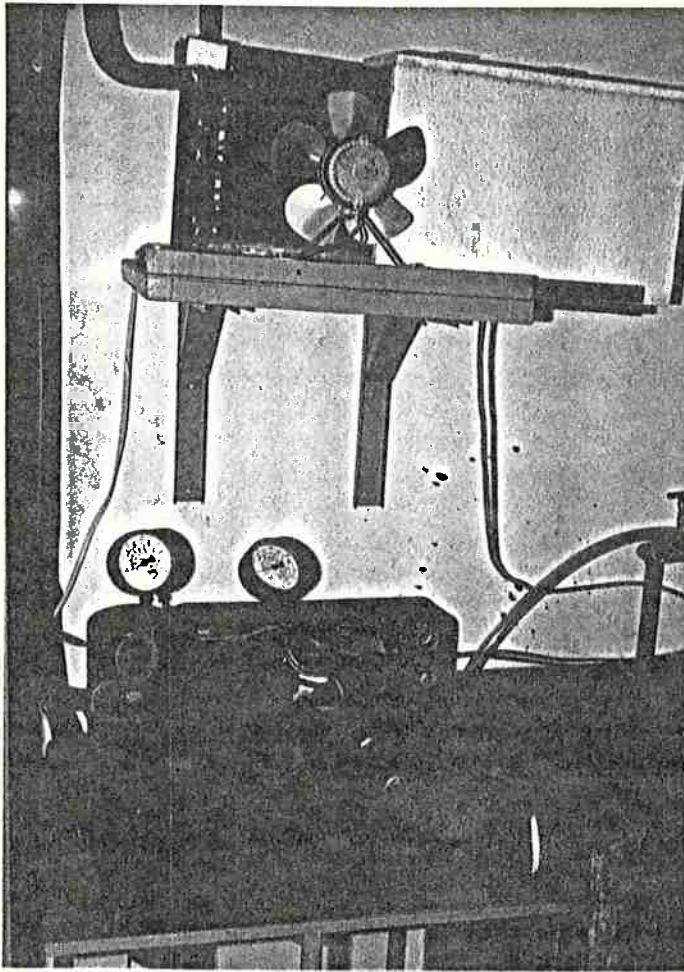


FOTO A.5









APÊNDICE B
(PROPRIEDADES)

B.1 A Escolha dos Refrigerantes Testados

Os critérios que influenciaram na escolha dos refrigerantes foram, principalmente, de ordem técnica, disponibilidade e aplicações práticas.

O primeiro refrigerante testado foi o R11 (Tricloromonofluorometano - $\text{C Cl}_3 \text{F}$) que tínhamos em disponibilidade no Laboratório de Máquinas Térmicas (EPUSP) em quantidade suficiente. Esse refrigerante tem um ponto de ebulição à pressão atmosférica de $23,7^\circ\text{C}$, o que possibilitou a utilização de água da rede como fluido de trabalho no condensador. Em condições normais de operação as pressões do R11 variam de 0,2 bar à 1,25 bar, que são consideradas baixas. Por causa destas baixas pressões de operação e do deslocamento do compressor requerido relativamente grande, o R11 é empregado com compressores centrífugos, principalmente em sistemas de condicionamento de ar para pequenos edifícios de escritórios, fábricas, lojas, teatros, etc, [25]. O refrigerante R11 não é corrosivo, é tóxico somente

quando em altas concentrações (o que na prática em ambientes arejados, normalmente não ocorre), mas dissolve (reage quimicamente) com elastômeros e plásticos [23], o que é um fator preponderante na escolha de materiais para anéis e juntas de vedação.

A partir dos resultados obtidos nos testes realizados com misturas R11-óleo, conseguimos despertar o interesse da empresa Du Pont, que é fabricante de refrigerantes halogenados, para a importância dos estudos realizados. Depois de uma exposição de motivos onde os fatores econômicos eram predominantes, a empresa concordou em ceder-nos 30 kg de R113 e 25 kg de R114 (refrigerantes importados) para testes.

O R113 (Tricolorotrifluoroetano - $\text{C Cl}_2 \text{F} - \text{C Cl F}_2$) tem ponto de ebulição à pressão atmosférica de $47,5^\circ\text{C}$. É usado com um compressor tipo centrífugo. Embora usado principalmente em aplicações de condicionamento de ar de conforto, também é empregado em esfriamento de salmoura e água de processos industriais abaixo de -18°C . Também reage com plásticos e elastômeros. Nos testes realizados com R113 e misturas R113-óleo também utilizou-se água da rede para fazer a condensação.

O refrigerante-114 (Diclorotetrafluoroetano - $\text{C Cl F}_2 \text{ C Cl F}_2$) tem um ponto de ebulição de $3,6^\circ\text{C}$ sob pressão atmosférica. O Refrigerante-114 é usado com compressores centrífugos em grandes instalações de condicionamento de ar, comerciais e industriais, e para esfriamento de água de processos industriais abaixo de -57°C . Também é usado com compressores rotativos tipo aleta, em refrigeradores domésticos e em pequenos esfriadores de água potável. Para a condensação do vapor de R114 houve necessidade da utilização de um circuito frigorífico que tinha como fluido de trabalho o R12.

A tabela 2.3 [26] fornece um resumo das aplicações dos três refrigerantes utilizados nos testes.

Tabela 2.3 - Aplicação de Compostos Fluorcarbonados [26]

Fluorcarbono	Refrigerante	Propelente Aerosol	Solventes, Agentes de Expansão, Extintores de Incêndio, Fluidos Dielétricos e Outros Usos.
FREON® 114	Em grandes sistemas de processo industrial de refrigeração e de ar condicionado que utilizem compressores centrífugos de estágios múltiplos.	Propelente de baixa pressão, alternativo para o FREON® 11, com melhores propriedades de solubilidade e menos odor. Usado especialmente em produtos pessoais.	Agente de expansão para plásticos esportivos.
FREON® 11	Largamente usado em compressores centrífugos para sistemas de ar condicionado industrial e comercial, e para refrigeração de água ou salmoura de processo. Baixa viscosidade e ponto de congelamento permitem o uso como líquido de arrefecimento de, baixa temperatura.	Propelente de baixa temperatura.	Ócasionalmente utilizado como solvente. Agente de expansão para espumas.
FREON® 113	Em ar condicionado industrial e comercial, e água ou salmoura de processamento para resfriamento em compressores centrífugos, especialmente em aplicações de pequena tonelagem.	Solvente em algumas formulações de aerosol, normalmente propelido com FREON® 12.	Extensamente usado como solvente (FREON® TF), isoladamente e em formulações para fins especiais, numa grande variedade de necessidades, como: limpeza. Em formulações de fluido refrigerante, meios de reação, agente de extração, etc.

B.2 Bibliografia sobre Efeito das Propriedades

Em publicação de 1965, G.H. Green [27], investigou a ebulição de misturas R12-óleo e R22-óleo, é salientado que as propriedades da mistura que influenciam na transferência de calor são: temperatura de saturação, tensão superficial, entalpia de evaporação, densidade e viscosidade.

A temperatura de saturação da mistura aumenta com o aumento da quantidade de óleo, porém este aumento é mínimo para concentrações até 10% de óleo em massa. Esta variação da temperatura de saturação com a concentração de óleo também foi observada posteriormente por Yamazaki e Sakagushi [21] e Jensen e Jackman [20].

Citando o trabalho de Spauchus [28] sobre propriedades de misturas refrigerante-óleo o autor informa que para misturas menores que 15% de óleo a entalpia de evaporação sofre efeitos insignificantes.

De acordo com Green, e com base nas tabelas da ASHRAE [23], uma quantidade de óleo de 10% na base massa altera a densidade da mistura R12-óleo em aproximadamente 5% para menor, em relação a densidade do R12 puro.

A viscosidade da mistura sofre uma variação marcante, tendo sido observado que para uma concentração de 5% de óleo no R12 ocorre uma mudança para maior na viscosidade de aproximadamente 45%.

Baseado no trabalho de Steinle [29], o autor mostra resultados experimentais de tensão superficial para diversos óleos lubrificantes em combinação com R12 e R22, em que pode-se observar claramente um aumento na tensão superficial à medida que se aumenta a concentração de óleo na mistura.

Green ressalta que dentre as propriedades, a que mais é influenciada pela presença de pequenas quantidades de óleo é a viscosidade.

Outros autores [20], [30], [31] tem discutido a importância que se deve dar à estimativa das propriedades da mistura, visto que estas influenciam diretamente nas correlações para o coeficiente de transferência de calor.

Mais recentemente Bergles et alli [32] publicaram um trabalho com resultados experimentais de propriedades da mistura R113-óleo. Neste trabalho são discutidas as variações de densidade, calor específico, pressão de vapor, coeficiente de expansão térmica, velocidade acústica e tensão superficial. Os autores sugerem a utilização das equações publicadas em [20] para estimativa das propriedades da mistura refrigerante-óleo.

B.3 Propriedades dos Refrigerantes Testados

As propriedades dos refrigerantes testados (R11, R113 e R114) foram avaliadas de tabelas, apresentadas na literatura, sendo as fon-

tes confiáveis como veremos à seguir. Os dados foram correlacionados por um programa numérico que faz regressões pelo método dos mínimos quadrados. Este programa fornece como resultado 12 equações à duas constantes, e a seleção era feita pela que fornecesse o menor desvio padrão e uma melhor correlação dos dados. Em alguns casos utilizou-se de regressões polinomiais de 2ª e até 3ª ordem, sempre com intuito de obter correlações com desvio padrão mínimo.

Obteve-se correlações para a propriedade (variável) em função da temperatura do fluido, dentro de uma faixa de temperaturas que cobria aquelas obtidas durante os experimentos.

Nas correlações de transferência de calor que apresentaremos nos capítulos posteriores, as propriedades dos refrigerantes puros que aparecem são:

- temperatura de saturação
- pressão de saturação
- densidade do refrigerante no estado líquido
- densidade do refrigerante no estado gasoso
- viscosidade dinâmica do refrigerante
- condutividade térmica do refrigerante
- calor específico do refrigerante
- entalpia do refrigerante
- tensão superficial do refrigerante

B.3.1 Refrigerante 11

- Pressão de Saturação

A correlação foi obtida das tabelas da ASHRAE [23], e é válida para temperaturas de saturação entre 10 e 60°C. A equação que promove

um menor desvio padrão é um polinômio do 3º grau, qual seja:

$$P_{\text{sat}} = ((0,0398775555) + (1,80458597 \times 10^{-3}) \times T_{\text{sat}} + \\ + (2,57570334 \times 10^{-5}) \times (T_{\text{sat}})^2 + (3,36669381 \times 10^{-7}) \times \\ \times (T_{\text{sat}})^3) \times 10^6 \quad (\text{B.1})$$

com

coeficiente de correlação (r) = 0,999

desvio padrão (σ) = 32,44

T_{sat} em °C

P_{sat} em N/m²

- Densidade do Líquido

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 10 à 80°C

A equação que resulta no menor desvio padrão é:

$$\rho_l = \sqrt{(-7151,68363 \times T_{\text{sat}} + 2357545,54)} \quad (\text{B.2})$$

com:

$r = 0,989$

$\sigma = 0,7398$

T_{sat} em °C

ρ_l em kg/m³

- Densidade do Gás

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 10 a 80°C

Equação:

$$\rho_v = 3,7177731 \times 10^{-3} \times (T_{\text{sat}})^2 + 3,588342862 \quad (\text{B.3})$$

com:

$$r = 0,997$$

$$\sigma = 0,1766$$

 T_{sat} em °C

 ρ_v em kg/m³
- Viscosidade Dinâmica

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 7 à 67°C

Equação:

$$\mu_\ell = ((-43965,2807 + (T_{\text{sat}} + 273)) / (193,783106 - (T_{\text{sat}} + 273))) \times 10^{-6} \quad (\text{B.4})$$

com:

$$r = 0,996$$

$$\sigma = 1,3866 \times 10^{-6}$$

 T_{sat} em °C

 μ_ℓ em Ns/m²

- Condutividade Térmica

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 7 à 67°C

Equação:

$$k_l = (153,158851 + (-0,160350136) \times (T_{\text{sat}} + 273) + (-1,97569167 \times 10^{-4}) \times (T_{\text{sat}} + 273)^2) \times 10^{-3} \quad (\text{B.5})$$

com:

$$r = 0,998$$

$$\sigma = 0,435 \times 10^{-3}$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$k_l \text{ em W/m } ^\circ\text{C}$$

- Calor Específico

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 7 à 67°C

Equação:

$$C_{pl} = (1,57203798 \times 10^{-6} \times (T_{\text{sat}} + 273)^2 + 0,745927695) \times 1000 \quad (\text{B.6})$$

com:

$$r = 0,996$$

$$\sigma = 0,413$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$C_{pl} \text{ em J/kg } ^\circ\text{C}$$

- Entalpia

Fonte: Du Pont Inc. [33]

Faixa de validade: de 10 à 60°C

Equação:

$$h_{\ell v} = \sqrt{(-13,9009955 \times (1,8 \times T_{\text{sat}} + 32) + 7047,78997)} \times 2325,7$$

(B.7)

com:

$$r = 0,995$$

$$\sigma = 0,0195$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$h_{\ell v} \text{ em J/kg}$$

- Tensão Superficial

Fonte: Du Pont Inc. [33]

Faixa de validade: de -18 à 50°C

Equação

$$\sigma_{\ell} = (-0,0723214286 \times (1,8 \times T_{\text{sat}} + 32) + 23,9571429) \times 0,001$$

(B.8)

com:

$$r = 0,99$$

$$\sigma = 0,0462 \times 10^{-3}$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$\sigma_{\ell} \text{ em N/m}$$

B.3.2. Refrigerante 113

- Pressão de Saturação

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 30 à 90°C

Equação:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{sat}} = & ((0,0107378084) + (1,07231181 \times 10^{-3}) \times T_{\text{sat}} + \\
 & + (4,43284982 \times 10^{-6}) \times (T_{\text{sat}})^2 + (2,74901899 \times 10^{-7}) \times \\
 & \times (T_{\text{sat}})^3) \times 10^6 \quad (B.9)
 \end{aligned}$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 40,25$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{sat}} \text{ em N/m}^2$$

- Densidade do Líquido

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 35 à 95°C

Equação:

$$\begin{aligned}
 \rho_l = & (1615,361) + (-2,10109786) \times T_{\text{sat}} + \\
 & + (-3,56253158 \times 10^{-3}) \times (T_{\text{sat}})^2 \quad (B.10)
 \end{aligned}$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 0,0963$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_l \text{ em kg/m}^3$$

- Densidade do Gás

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 30 à 90°C

Equação:

$$\rho_v = (4,12661196) + (-0,0997881223) \times T_{\text{sat}} + \\ + (3,52363004 \times 10^{-3}) \times (T_{\text{sat}})^2 \quad (\text{B.11})$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 0,1173$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_v \text{ em kg/m}^3$$

- Viscosidade

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 35 à 125°C

Equação:

$$\mu_l = (-277,209203 \times \text{Log}(T_{\text{sat}}) + 1584,73517) \times 10^{-6} \quad (\text{B.12})$$

com:

$$r = 0,998$$

$$\sigma = 2,069 \times 10^{-6}$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_g \text{ em } \text{Ns/m}^2$$

- Condutividade Térmica

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 36 à 127°C

Equação:

$$k_g = ((80,315794) + (-0,207902339) \times T_{\text{sat}} + (2,27276552 \times 10^{-5}) \times (T_{\text{sat}})^2) \times 10^{-3} \quad (\text{B.13})$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 0,0877 \times 10^{-3}$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$k_g \text{ em } \text{W/m } ^\circ\text{C}$$

- Calor Específico

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: 36 à 127°C

Equação:

$$C_{p_g} = (9,00986246 \times 10^{-6}) \times (T_{\text{sat}})^2 + 0,960405993) \times 1000 \quad (\text{B.14})$$

ccm:

$$r = 0,998$$

$$\sigma = 0,2411$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$C_{p\ell} \text{ em J/kg } ^\circ\text{C}$$

- Tensão Superficial

Fonte: Jensen e Jackman [20]

Faixa de validade: de 20 à 41 $^\circ\text{C}$

Equação:

$$\sigma_g = (20,4701219 \times \text{EXP} (-5,70637143 \times 10^{-3} \times T_{\text{sat}})) \times 0,001$$

(B.15)

com:

$$r = 0,997$$

$$\sigma = 1,539 \times 10^{-4}$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$\sigma \text{ em N/m}$$

- Entalpia

Fonte: Du Pont Inc. [33]

Faixa de validade: de 10 à 40 $^\circ\text{C}$

Equação:

$$h_{gV} = \sqrt{(-9,05114443 \times (1,8 \times T_{\text{sat}} + 32) + 5062,18241))} \times 2325,7$$

(B.16)

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 0,0150$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{lv}} \text{ em J/kg}$$

B.3.3. Refrigerante 114

- Pressão de Saturação

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 2 à 40°C

Equação:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{sat}} = & ((0,877473903) + (3,4925428 \times 10^{-3}) \times T_{\text{sat}} + \\
 & + (5,2737184 \times 10^{-5}) \times (T_{\text{sat}})^2 + (4,30914482 \times 10^{-7}) \times \\
 & \times (T_{\text{sat}})^3 \times 10^6
 \end{aligned}
 \tag{B.17}$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 12,55$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{sat}} \text{ em N/m}^2$$

- Densidade do Líquido

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 2 à 30°C

Equação:

$$\rho_l = (1505,43936) + (-1,74022795) \times T_{\text{sat}} + (-0,01835464) \times (T_{\text{sat}})^2 \quad (\text{B.18})$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 0,3448$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_l \text{ em kg/m}^3$$

- Densidade do Gás

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 2 à 30°C

Equação:

$$\rho_v = (6,94121376) + (0,238749995) \times T_{\text{sat}} + (5,02032179 \times 10^{-3}) \times (T_{\text{sat}})^2 \quad (\text{B.19})$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 0,01879$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_v \text{ em kg/m}^3$$

- Viscosidade Dinâmica

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 4 à 37°C

Equação:

$$\begin{aligned} \mu_{\ell} = & ((5611,66278) + ((-31,3010185) \times (T_{\text{sat}} + 273)) + \\ & + (0,0457148985) \times (T_{\text{sat}} + 273)^2) \times 10^{-6} \end{aligned} \quad (\text{B.20})$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 1,726 \times 10^{-6}$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^{\circ}\text{C}$$

$$\mu_{\ell} \text{ em Ns/m}^2$$

- Condutividade Térmica

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 4 à 37°C

Equação:

$$\begin{aligned} k_{\ell} = & ((156,850377) + ((-0,354050726) \times (T_{\text{sat}} + 273)) \\ & + (1,48762152 \times 10^{-4}) \times (T_{\text{sat}} + 273)^2) \times 10^{-3} \end{aligned} \quad (\text{B.21})$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 0,0284 \times 10^{-3}$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$k_\ell \text{ em W/m } ^\circ\text{C}$$

- Calor Específico

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 4 à 37°C

Equação:

$$C_{p\ell} = ((0,190152726) + ((3,16223384 \times 10^{-3}) \times (T_{\text{sat}} + 273)) + \\ + (-1,35635528 \times 10^{-6}) \times (T_{\text{sat}} + 273)^2) \times 1000 \quad (\text{B.22})$$

com:

$$r = 0,999$$

$$\sigma = 0,3144$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$C_{p\ell} \text{ em J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

- Entalpia

Fonte: ASHRAE [23]

Faixa de validade: de 0 à 28°C

Equação:

$$h_{\ell V} = ((61,4187456) + (-0,0676373801 \times (1,8 \times T_{\text{sat}} + 32)) + \\ + (-1,73811587 \times 10^{-4}) \times (1,8 \times T_{\text{sat}} + 32)^2) \times 2325,7$$

com:

$$r = 1,00$$

$$\sigma = 1,630 \times 10^{-3}$$

$$T_{\text{sat}} \text{ em } ^\circ\text{C}$$

$$h_{\ell v} \text{ em J/kg}$$

- Tensão Superficial

Fonte: ASHRAE [23]

Por falta de dados de tensão superficial do R114 em função da temperatura de saturação, utilizou-se de um valor constante sugerido por [23], qual seja:

$$\sigma_{\ell} = 0,012 \text{ N/m}^2$$

Como pode ser observado, para a faixa de temperaturas usadas, as correlações obtidas são excelentes e os desvios muito pequenos.

Na Seção B.6, são apresentados as curvas com os pontos experimentais obtidas para cada propriedade e todos os três refrigerantes usados.

B.4 Propriedades do Óleo (tipo 3GS)

- tensão superficial do óleo (tipo 3GS)

Fonte: Jensen et alli [35]

Equação:

$$\sigma_o = (-0,0718032 \times T_{sat} + 28,649) \times 0,001 \quad (B.23)$$

com:

σ_o em N/m

T_{sat} em $^{\circ}C$

desvio padrão (σ) = 2×10^{-4}

- Calor específico do óleo (tipo 3GS)

Fonte: Jensen et alli [35]

Equação:

com:

C_{po} em J/kg $^{\circ}C$

T_{sat} em $^{\circ}C$

desvio padrão (σ) =

- Condutividade térmica do óleo (tipo 3GS)

Fonte: Jensen et alli [35]

O valor sugerido no trabalho é:

$$k_o = 0,1249 \text{ W/m } ^{\circ}C$$

que para a faixa de temperaturas dos testes proporciona um desvio padrão de $\pm 0,0088 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$.

B.5 Propriedades das misturas refrigerante-óleo

As propriedades termofísicas e de transporte da mistura refrigerante-óleo foram avaliadas através de uma ponderação adequada das propriedades dos componentes.

- Viscosidade da mistura refrigerante-óleo

Fonte: Jensen et alli [20]

Equação:

$$\mu_m = \mu_\ell \text{ e } C \left(\frac{\mu_o}{\mu_\ell} \right)^{0,3} \quad (\text{B.24})$$

A equação anterior foi obtida pela interpolação de resultados experimentais e proporciona um erro de $\pm 2\%$.

- Tensão superficial da mistura refrigerante-óleo

Fonte: Jensen et alli [20]

Equação:

$$\sigma_m = \sigma_\ell + (\sigma_o - \sigma_\ell) \sqrt{C} \quad (\text{B.25})$$

com um desvio médio de $\pm 1,6\%$.

- Densidade da mistura refrigerante-óleo

Fonte: Jensen et alli [20]

Equação:

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{C}{\rho_o} + \frac{1 - C}{\rho_l} \quad (\text{B.26})$$

com um desvio médio de $\pm 4\%$.

- Calor específico da mistura refrigerante-óleo

Fonte: Jensen et alli [20]

Equação:

$$C_{pm} = (1 - C)C_{pl} + C C_{po} \quad (\text{B.27})$$

com um desvio médio de $\pm 4\%$.

- Condutividade térmica da mistura refrigerante-óleo

Fonte: Jensen et alli [20]

Equação:

$$k_m = k_l(1 - C) + k_o C - 0,72 (k_o - k_l) (1 - C) C \quad (\text{B.28})$$

A correlação anterior foi obtida por Filipov e Novoselova, e pode ser utilizada para prever a condutividade térmica de misturas quando as condutividades térmicas dos componentes puros da mistura são conhecidos.

B.6 Curvas de Propriedades dos Refrigerantes Testados

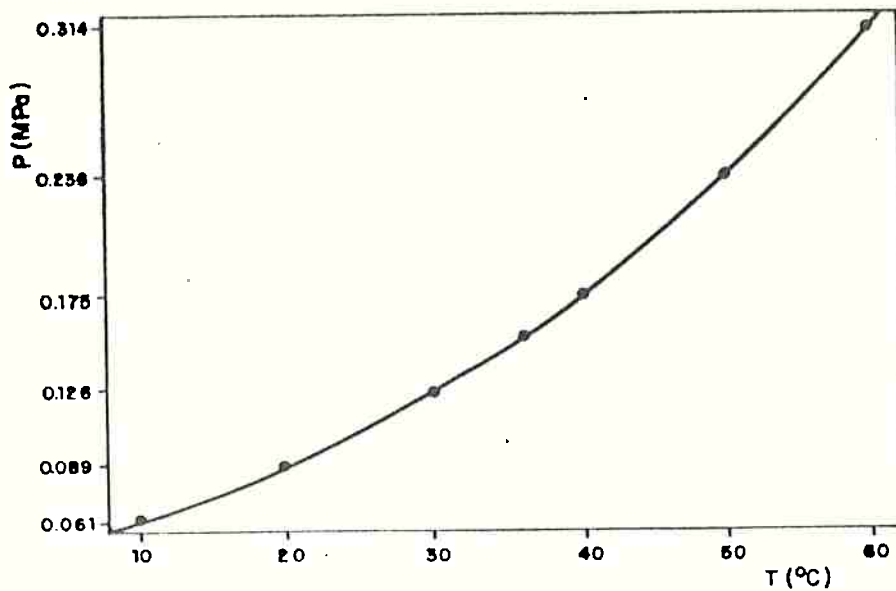


Figura B.1 - Pressão do refrigerante R11

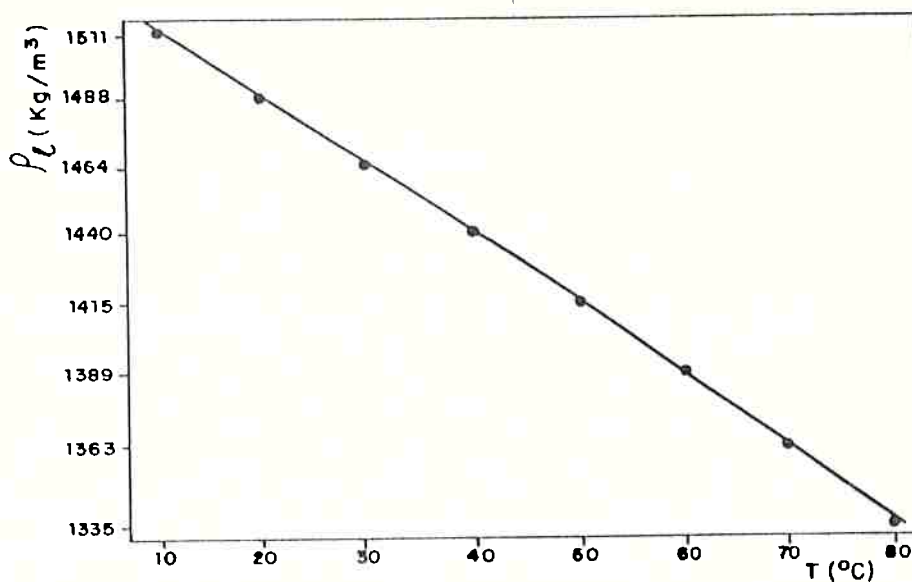


Figura B.2 - Densidade do R11 líquido

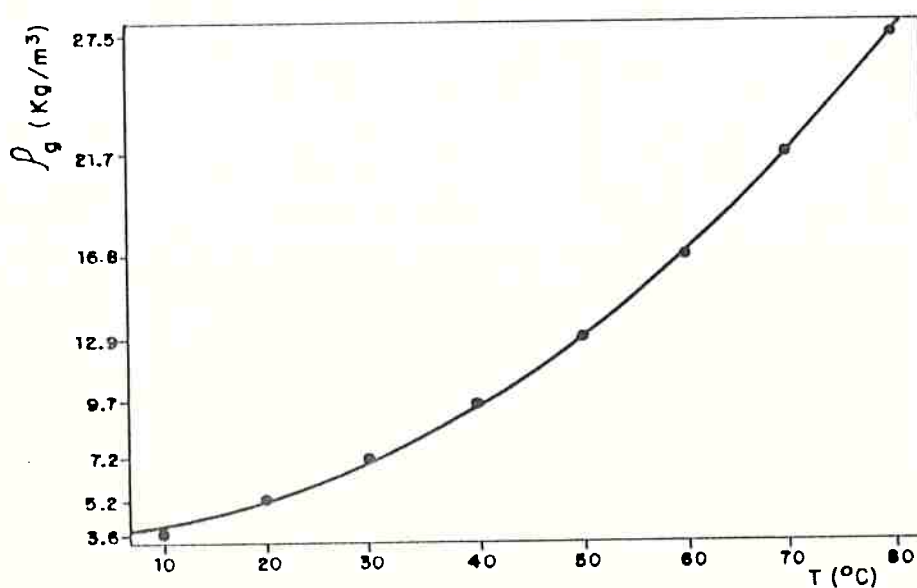


Figura B.3 - Densidade do R11 gás

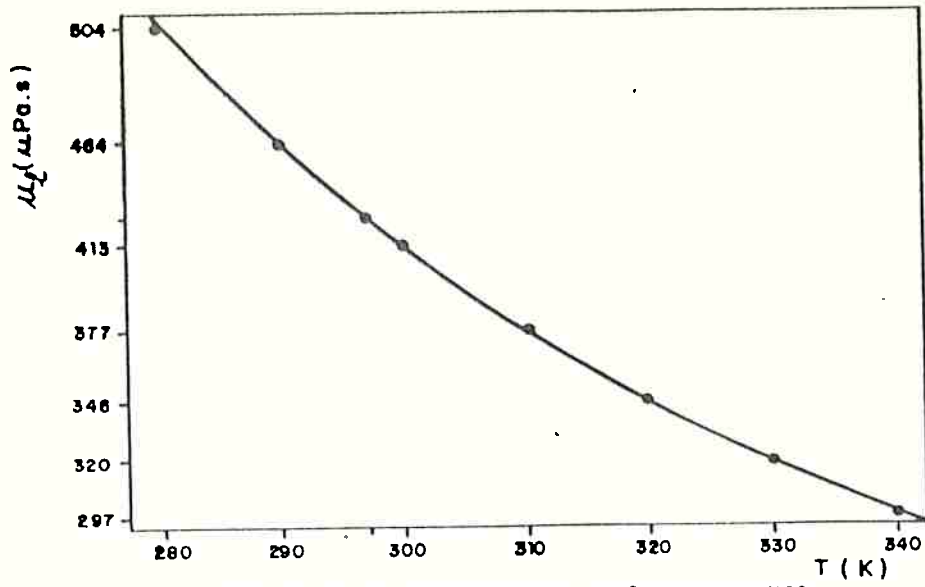


Figura B.4 - Viscosidade dinômica do R11

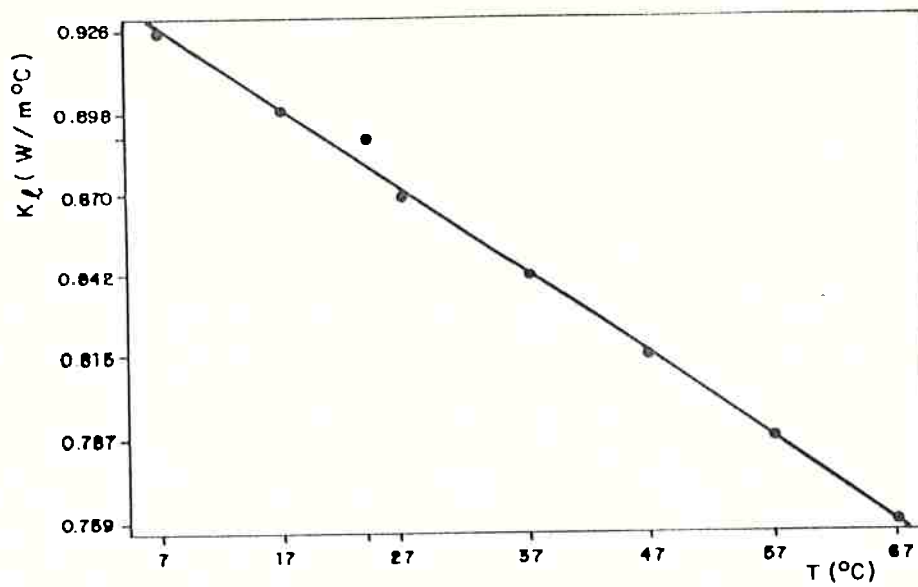


Figura B.5 - Condutividade térmica do R11

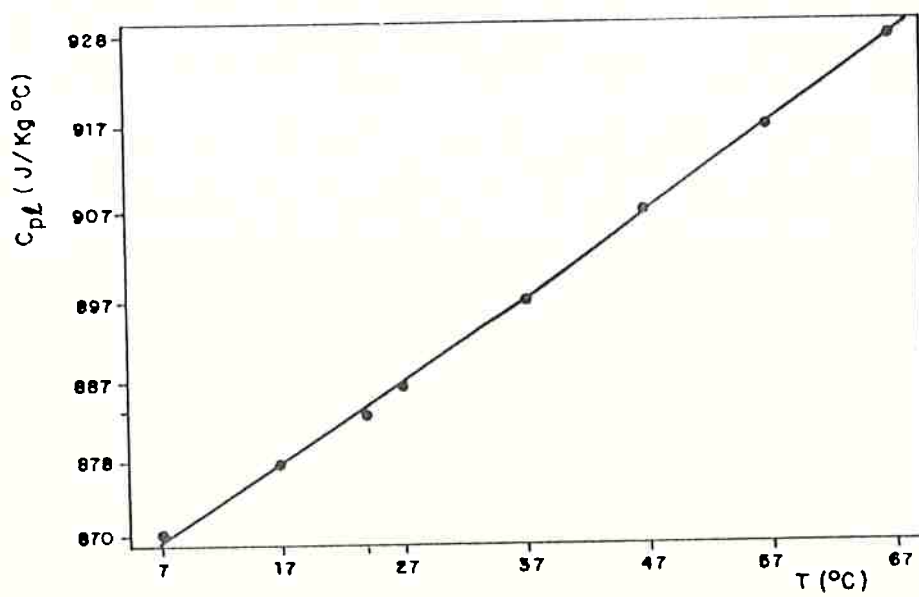


Figura B.6 - Calor específico do R11

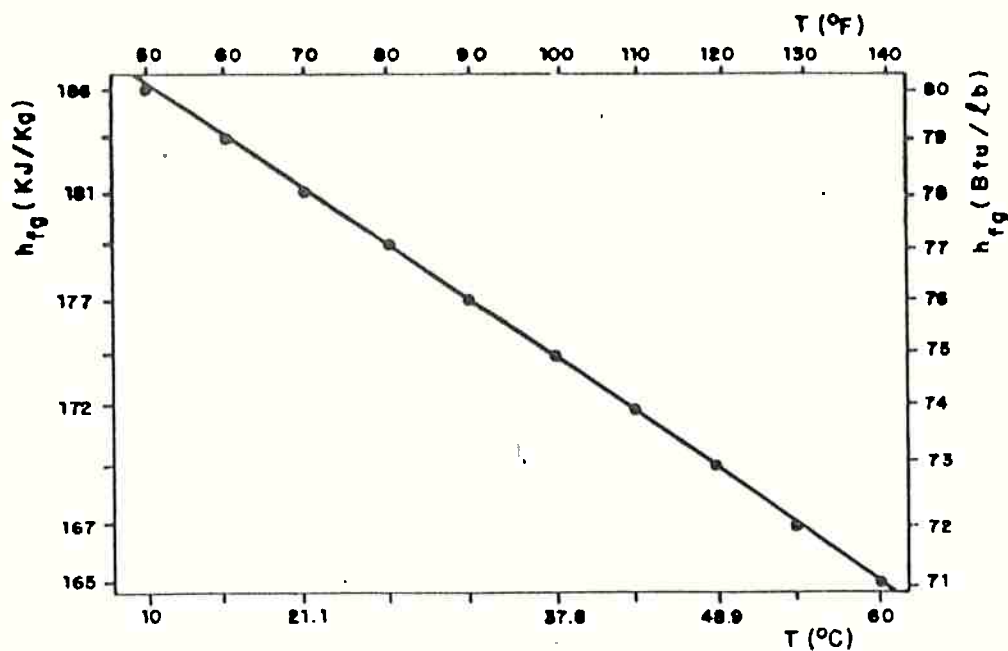


Figura B.7 - Entalpia do R11

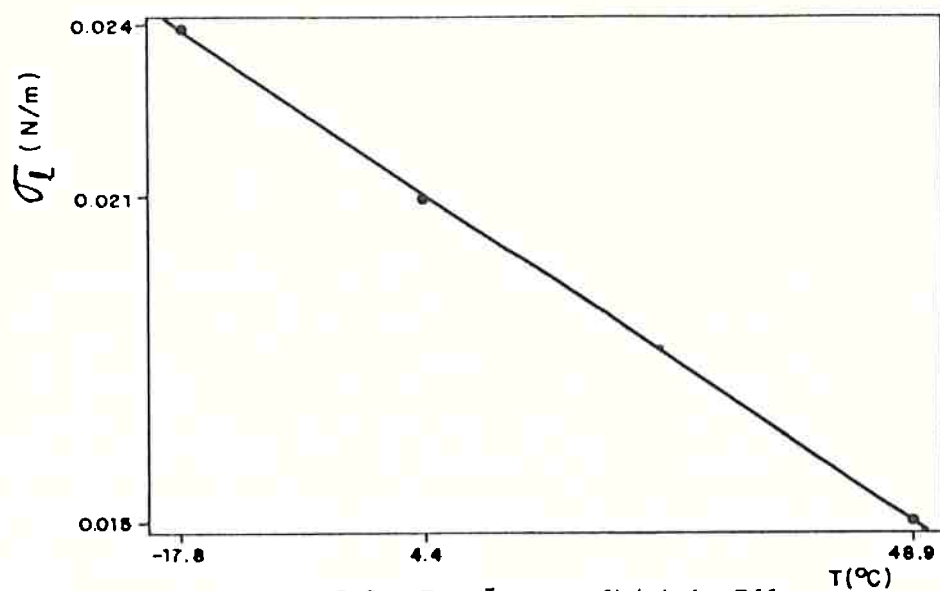


Figura B.8 - Tensão superficial do R11

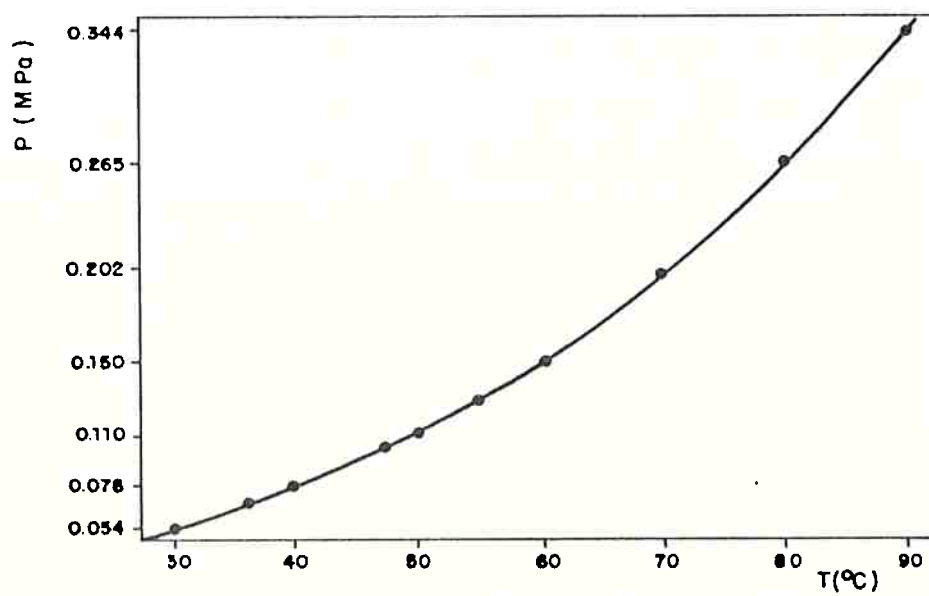


Figura B.9 - Pressão do refrigerante R113

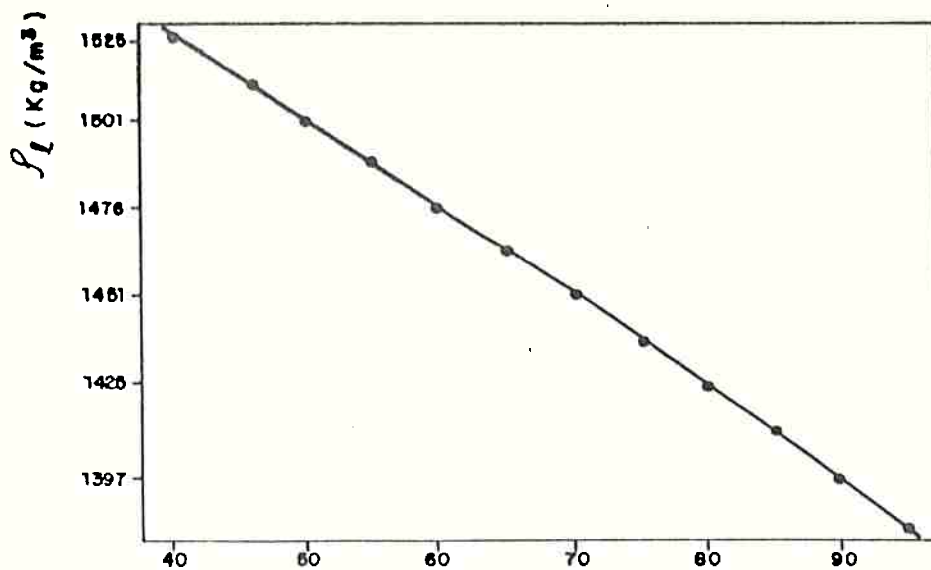


Figura B.10 - Densidade do R113 líquido. T (°C)

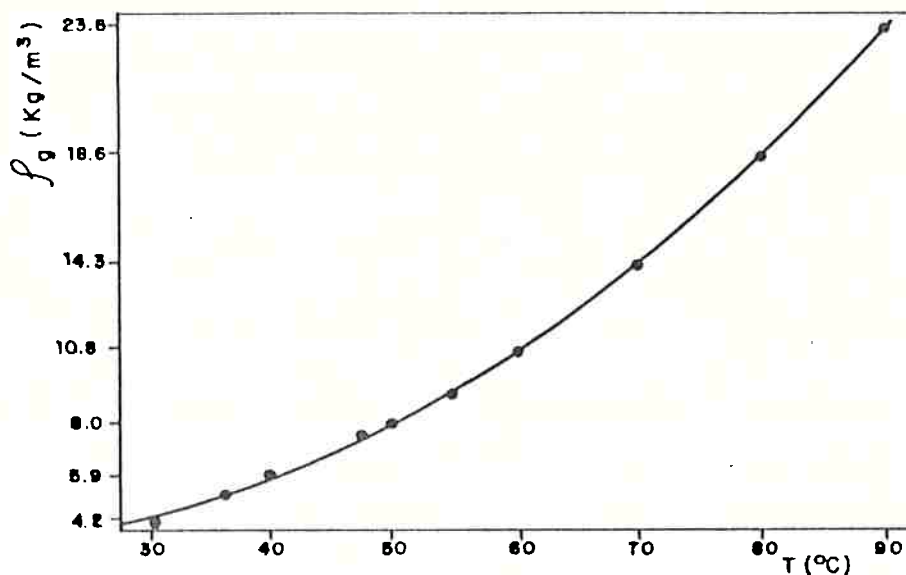


Figura B.11 - Densidade do R113 gás.

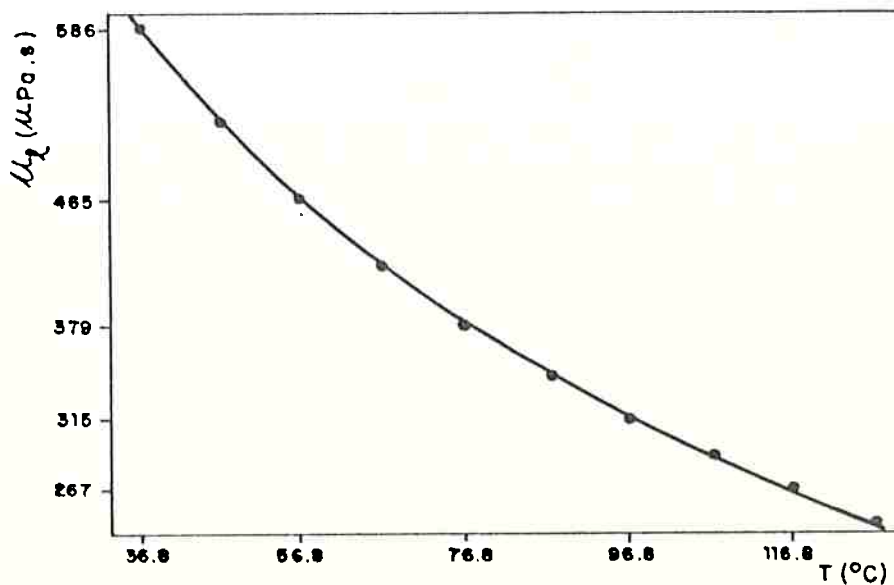


Figura B.12 - Viscosidade dinâmica do R113.

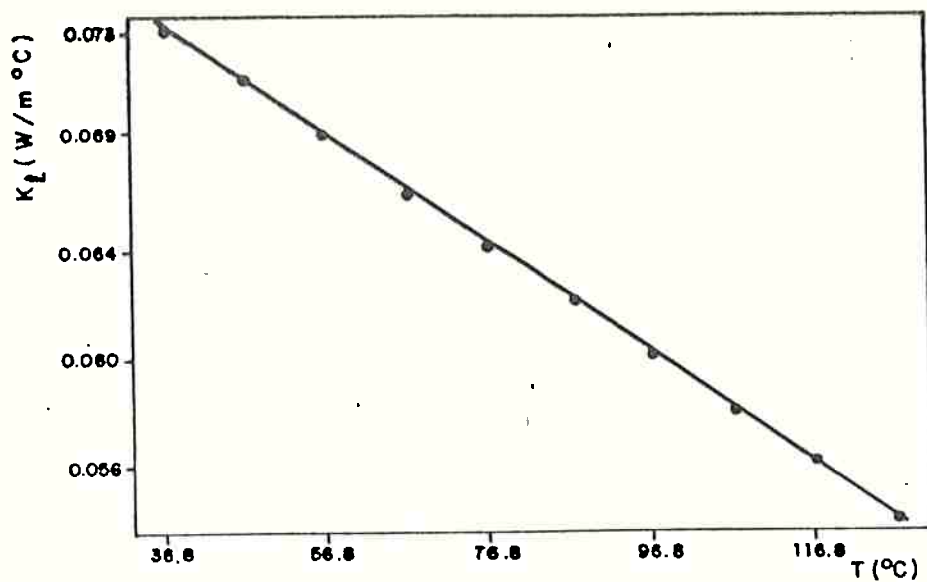


Figura B.13 - Condutividade térmica do R113

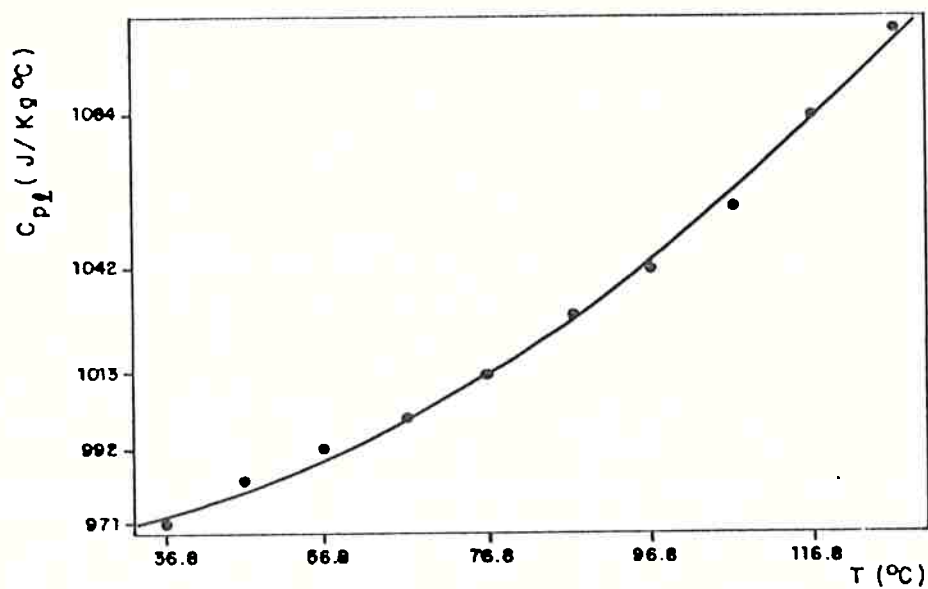


Figura B.14 - Calor específico do R113

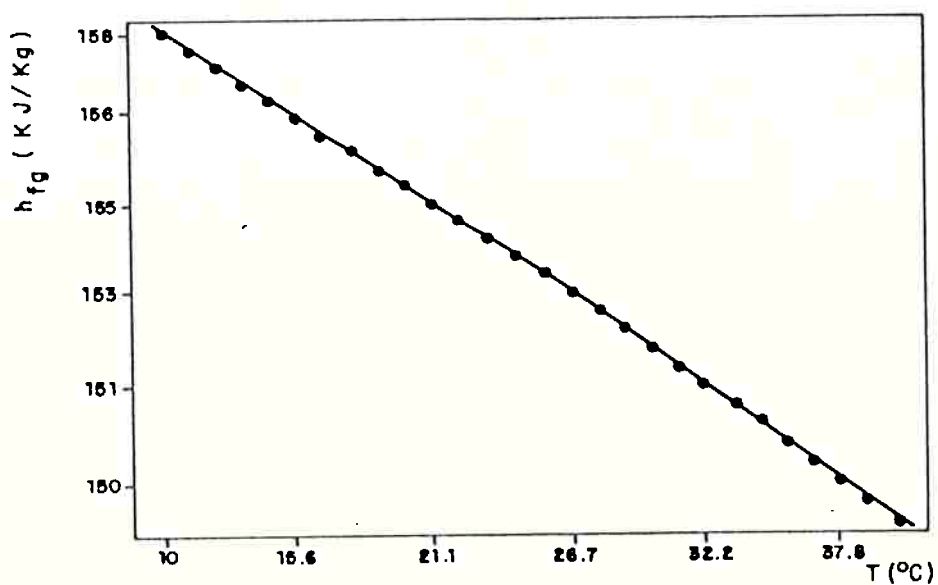


Figura B.15 - Entalpia do R113

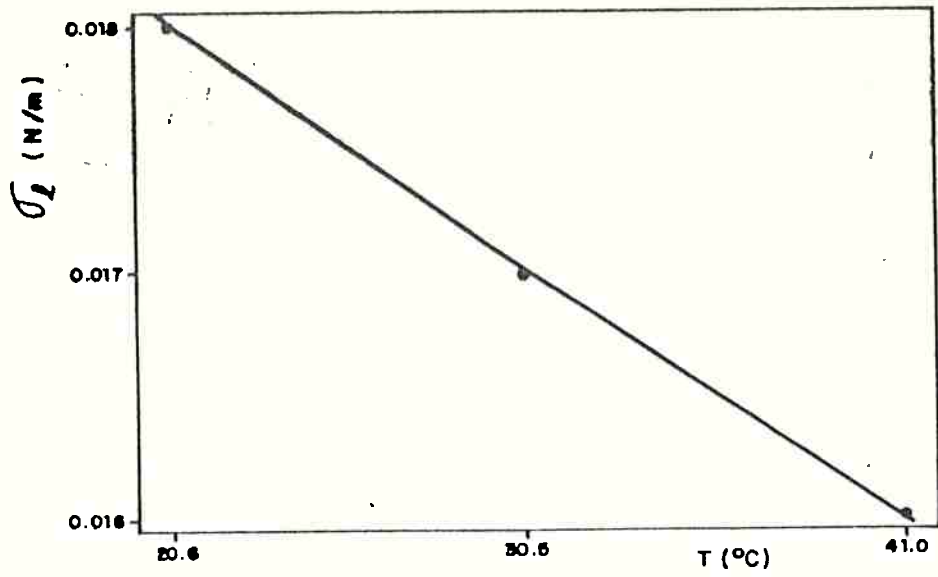


Figura B.16 - Tensão superficial do R113

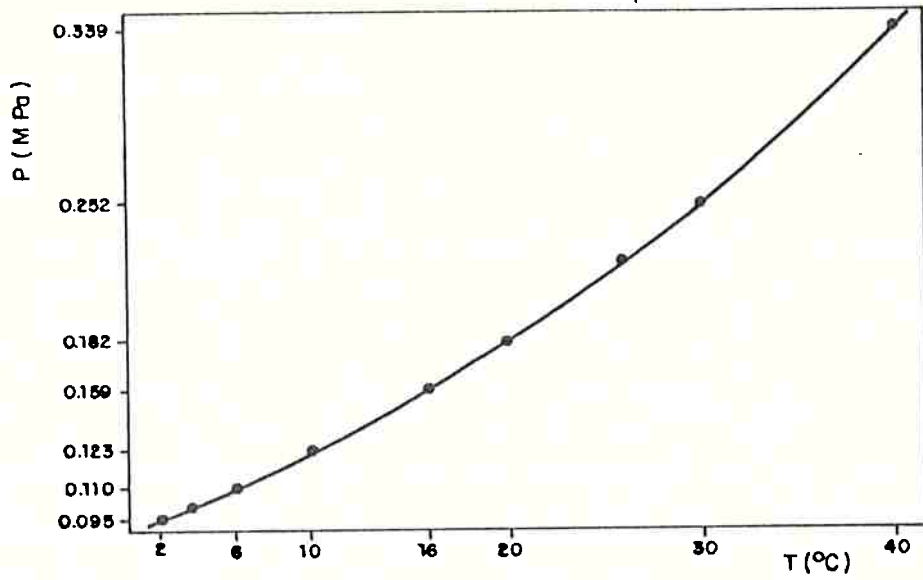


Figura B.17 - Pressão do R114

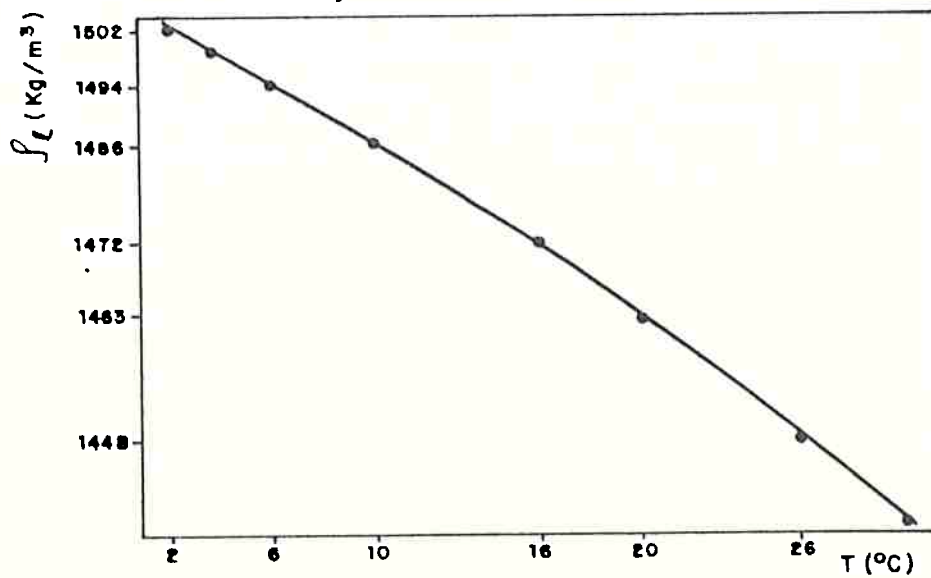


Figura B.18 - Densidade do R114 líquido

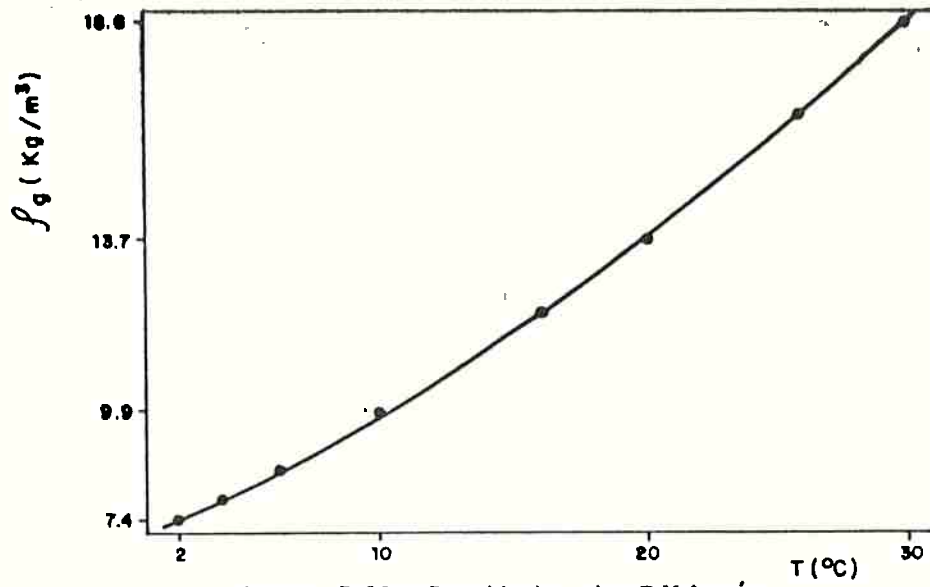


Figura B.19 - Densidade do R114 gás.

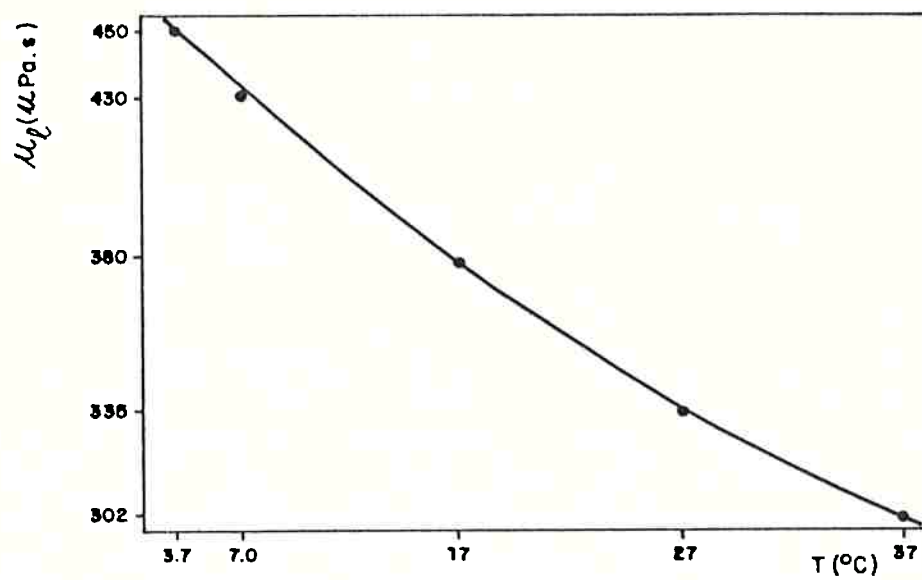


Figura B.20 - Viscosidade do R114

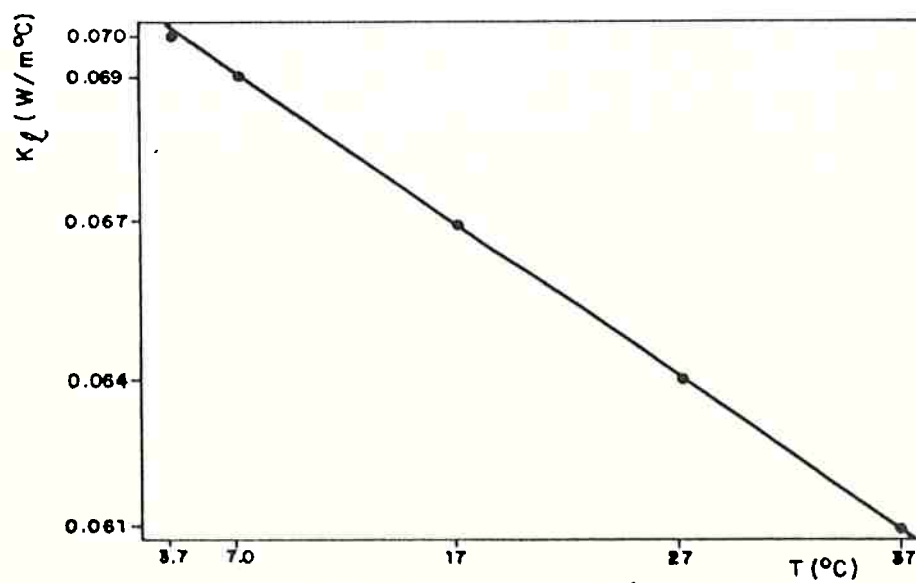


Figura B.21 - Condutividade térmica do R114

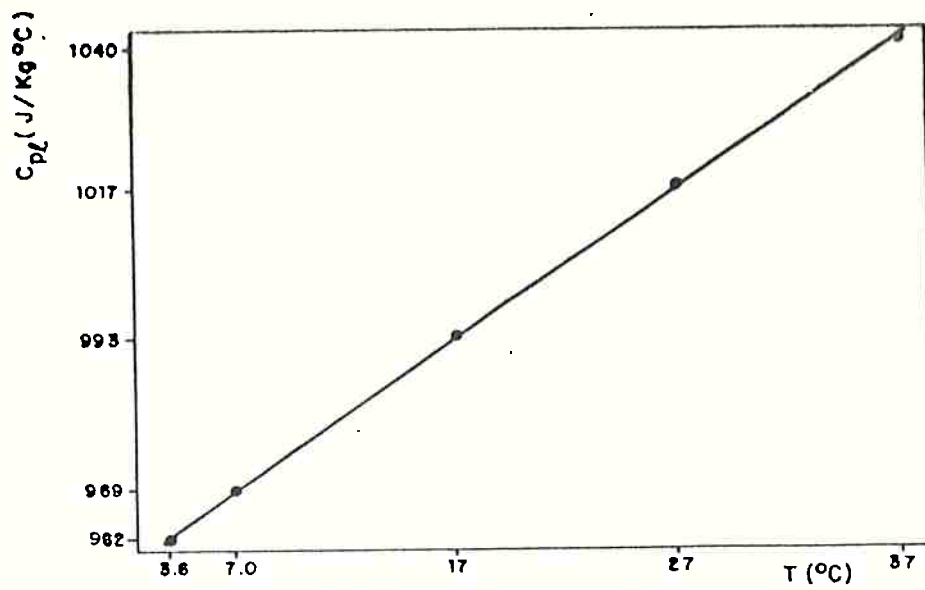


Figura B.22 - Calor específico do R114

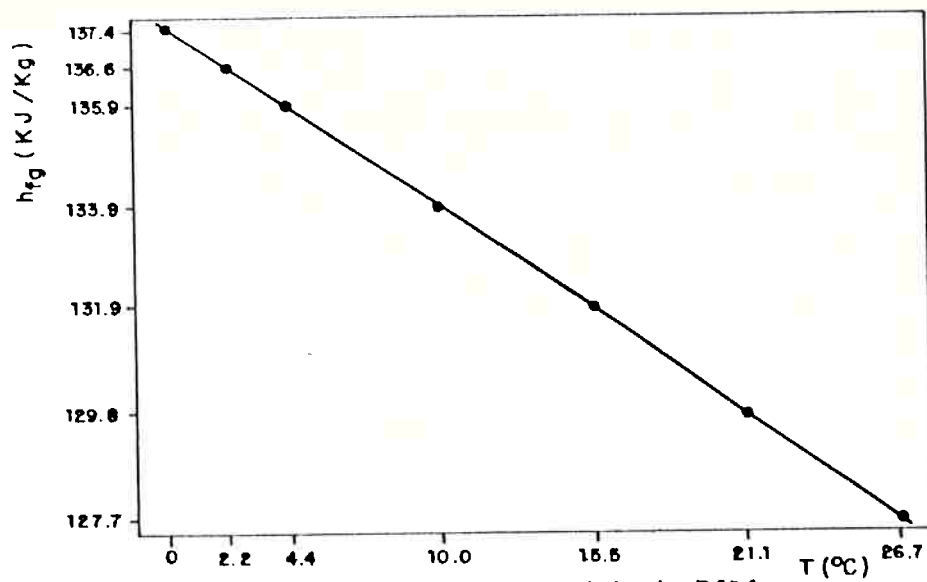


Figura B.23 - Entalpia do R114

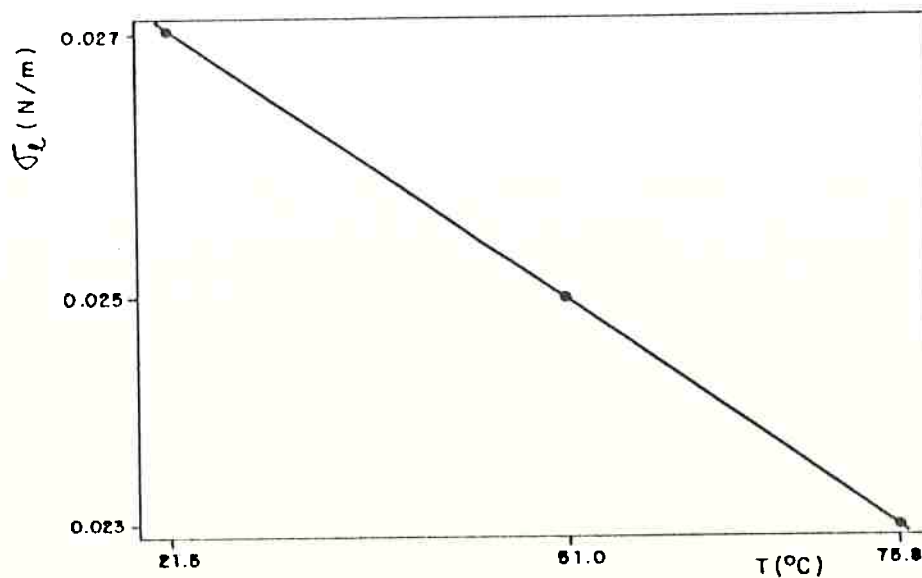


Figura B.25 - Tensão superficial do óleo (3GS).

APÊNDICE C

(CORREÇÕES NO FLUXO DE CALOR E TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE)

**APÊNDICE C - CORREÇÕES NO FLUXO DE CALOR E NA
TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE**

C.1. Correção no Fluxo de Calor

A resistência elétrica, tipo cartucho, descrita no capítulo II, foi suportada por duas hastes cilíndricas, feitas com tubos de cobre que estavam presas à tampa da cuba pelo uso de "nipples", conforme Figura C.1, abaixo.

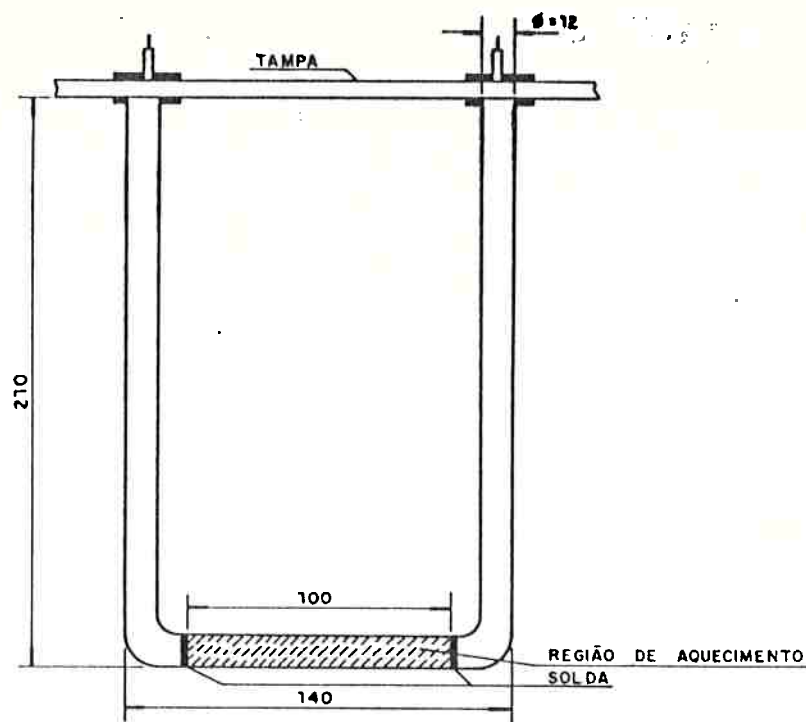


Figura C.1 - Resistência de aquecimento

Pela montagem pode ser observado que parte da potência elétrica fornecida é transferida por CONDUÇÃO da extremidade do tubo da resistência para o tubo suporte, e esse calor é dissipado no meio líquido por CONVECÇÃO. O problema pode ser analisado como se fosse uma aleta semi-infinita [42] visto que a aleta é longa e a temperatura de sua extremidade é a mesma do fluido (banho). A situação é semelhante à ilustrada na Figura C.2.

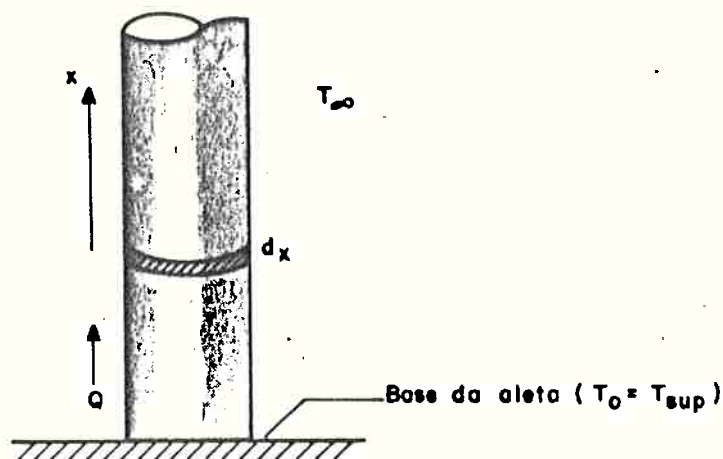


Figura C.2 - Haste suporte vista como uma aleta semi-infinita

Fazendo um balanço de energia sobre um elemento dx , temos:

ENERGIA ENTRANDO PELA PARTE INFERIOR = ENERGIA SAINDO PELA PARTE SUPERIOR + ENERGIA POR CONVECÇÃO

$$Q_{\text{conv}} = h A' (T - T_{\infty}) \quad (\text{C.1})$$

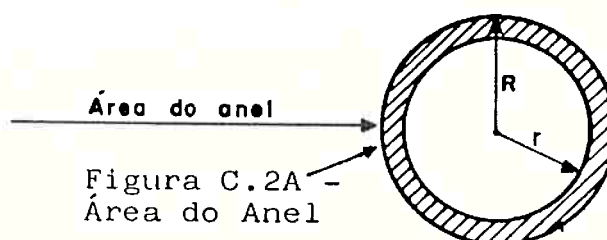
onde

$$A' = 2 \pi R dx$$

energia entrando

$$Q_x = -k A \frac{dT}{dx} \quad (\text{C.2})$$

onde $A = \pi(R^2 - r^2)$



energia saindo

$$Q_{x+dx} = -k A \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} = -k A \left(\frac{dT}{dx} + \frac{d^2T}{dx^2} dx \right) \quad (\text{C.3})$$

logo

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - h \frac{2\pi R}{k A} (T - T_\infty) = 0 \quad (C.4)$$

sendo $\theta = T - T_\infty$, tem-se

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - h \frac{2\pi R}{k A} \theta = 0 \quad (C.5)$$

condições de contorno:

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_0 = T_0 - T_\infty \quad \text{em } x = 0 \\ \theta &= 0 \quad \text{em } x = \infty \end{aligned}$$

a solução da equação C.5 é dada por:

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = e^{-mx}, \quad \text{onde } m = \sqrt{\frac{h 2\pi R}{k A}} \quad (C.6)$$

e o calor perdido pela aleta pode ser calculado por:

$$Q = -k A \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} \quad (C.7)$$

derivando T da equação C.6 em relação a x e inserindo o resultado na equação (C.7) e substituindo o valor de m obtém-se:

$$Q = \pi (T_0 - T_\infty) \sqrt{h k 2R (R^2 - r^2)} \quad (C.8)$$

a equação C.8 fornece o calor perdido por uma das aletas.

C.1.1. Determinação do coeficiente de transferência de calor
(h) de convecção natural para o cilindro vertical

De acordo com Holman [42] o calor transferido por convecção natural em um cilindro vertical pode ser equacionado à partir da relação para os números de Nusselt, Grashof e Prandtl, qual seja:

$$Nu = C (Gr Pr)^m \quad (C.9)$$

onde

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\frac{\mu^2}{\rho^2}} \quad (C.10)$$

$$Pr = \frac{\mu C_P}{k} \quad (C.11)$$

Na equação C.10, L é a dimensão característica, que para o caso é a altura da aleta; e β o coeficiente de expansão volumétrica calculado por

$$\beta = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} \quad (C.12)$$

Todas as propriedades foram calculadas na temperatura de película, $T_f = (T_\infty + T_p)/2$.

Um programa calculou os produtos $(Gr Pr)$ para a faixa de temperaturas da superfície e do banho que se obteve nos experimentos e os valores obtidos (da ordem de 10^9) proporcionaram valores de C e m , de acordo com a Tabela 7.1 [42], que são:

$$C = 0,021$$

$$m = 2/5$$

O valor do coeficiente de transferência de calor pode, então, ser

obtido da expressão de Nusselt, ou seja:

$$h = \frac{k \text{ Nu}}{L} \quad (\text{C.13})$$

C.1.2. Exemplo de cálculo do fluxo de calor perdido para o R11 puro

Dados:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$L = 0,120 \text{ m}$$

$$\text{R11} \left\{ \begin{array}{l} \mu = 0,00039164 \text{ kg/m.s} \\ C_p = 893,3 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\ k = 0,085125 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \\ \rho = 1455,6 \text{ kg/m}^3 \\ \beta = 1,963 \times 10^{-3} \text{ 1/}^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

pelas equações C.10 e C.11, obtem-se o produto (Gr Pr) em função de ΔT , como sendo:

$$\text{Gr Pr} = 1,61366 \times 10^9 (\Delta T)$$

e de C.9 e C.13:

$$h = 0,014896(1,61366 \times 10^9 \times \Delta T)^{0,4} \quad (\text{C.14})$$

dados do cilindro de cobre:

$$k = 386 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$R = 0,00635 \text{ m}$$

$$r = 0,00633 \text{ m}$$

então pela equação C.8, obtém-se

$$Q = 0,0035 (\Delta T) \sqrt{h}, \text{ perdas para uma haste}$$

$$Q = 0,007 (\Delta T) \sqrt{h}, \text{ perdas p/ duas hastes} \quad (C.15)$$

Assim sendo, pelas equações C.14 e C.15 pode-se estimar o fluxo de calor perdido pelas hastes, como uma função do superaquecimento da superfície.

C.1.3. Resultados obtidos

A tabela C.1, mostra a porcentagem de calor perdido pelas hastes suportes, esses são valores médios dos tres refrigerantes com todas as concentrações de óleo.

Tabela C.1 - Fração do Fluxo de Calor total transferido pelas hastes suportes

% de óleo	Região de Conv.Natural	Região Ebulição Plenamente Desenv.
0	5,5%	0,6%
1	6,0%	0,7%
3	6,2%	0,8%
5	6,5%	1,0%
7	7,0%	1,3%
10	7,2%	1,8%
20	7,9%	2,5%

Nota-se que ocorre um aumento da transferência de calor pelas hastes à medida em que se aumenta a concentração de óleo, tanto na fase de ebulição incipiente, quando ainda não há bolhas, quanto na região

de ebulição plenamente desenvolvida. Já discutimos que com o aumento da concentração de óleo, aumenta também a espessura de uma camada desse óleo junto a superfície de aquecimento, e que esta funciona como um isolante, dificultando a transferência de calor, o que provoca uma elevação na parcela de calor transferida pelas laterais da resistência por condução.

Observe-se, também, que as perdas de calor na região de Convecção Natural são bem maiores do que quando a ebulição está desenvolvida, o que pode ser explicado pelo comportamento do coeficiente de transferência de calor convectivo que é relativamente pequeno enquanto não há bolhas, aumentando significativamente quando a ebulição nucleada se estabelece. Ou seja, a retirada de calor da superfície por convecção é menor na região de convecção natural provocando um aumento substancial nas perdas axiais, o que não ocorre quando a ebulição está plenamente desenvolvida.

C.2. Correção na Temperatura da Superfície

No intuito de reduzir o erro, corrigiu-se a temperatura da superfície medida, visto que os termopares estão instalados em orifícios usinados na parede do cilindro, que se situam a 0,001 m da superfície (interface sólido - líquido). A Figura C.3 ilustra a situação.

Considerando-se que o calor é transmitido na direção radial, pela Lei de Fourier, tem-se:

$$Q_r = -k A_r \frac{dT}{dr} \quad , \quad A_r = 2\pi rL$$

$$Q_r = - 2 \pi k r L \frac{dT}{dr} \quad (C.16)$$

condições de contorno:

$$\begin{aligned} T &= T_i \quad \text{em } r = r_i \\ T &= T_e \quad \text{em } r = r_e \end{aligned}$$

a solução da equação C.16 é:

$$Q = \frac{2 \pi k L (T_i - T_e)}{\ln(r_e/r_i)}$$

$$\text{ou } T_e = T_i - \frac{Q \ln(r_e/r_i)}{2 \pi k L} \quad (\text{C.17})$$

sendo:

$$T_e = T_{\text{sup}}$$

$$T_i = T_{\text{termopar}}$$

$$r_e = 0,0071 \text{ m}$$

$$r_i = 0,0061 \text{ m}$$

$$k = 111 \text{ W/m } ^\circ\text{C (latão)}$$

$$L = 0,1 \text{ m}$$

$$\text{Obtem-se: } T_{\text{sup}} = T_i - 0,0021766 Q \quad (\text{C.18})$$

A equação C.18 fornece o valor corrigido da temperatura da superfície, em função da temperatura indicada pelo termopar e do calor fornecido. As correções na temperatura da superfície variaram entre 0,1 e 0,5^oC, dependendo do fluxo de calor.

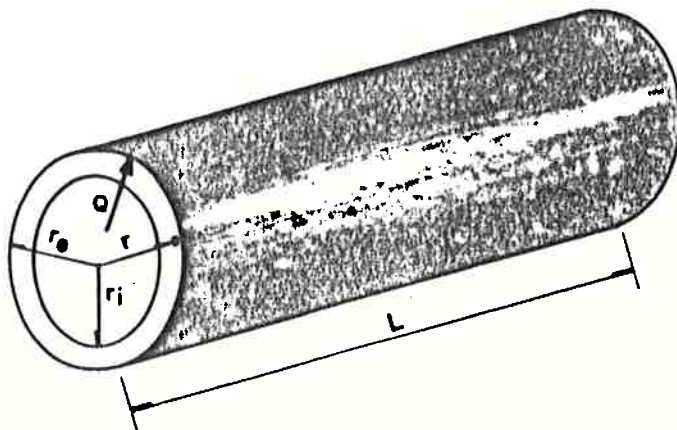


Figura C.3 - Representação esquemática da posição do termopar na parede do cilindro

APÊNDICE D
(TABELAS DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS)

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 0
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de saturação (°C) = 30.7
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 0% 50+52

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.Trans.Cal. (W/m ² .°C)
867.5	30.7	32.8	2.1	413.0
1701.4	30.7	35.6	4.9	347.2
2539.7	30.7	38.1	7.4	343.2
3391.6	30.7	39.9	9.2	360.6
4234.4	30.7	41.8	11.1	381.4
5042.5	30.7	43.1	12.4	519.5
5895.3	30.7	42.6	11.9	730.6
6718.1	30.7	44.7	14.0	937.0
7574.5	30.7	45.6	14.9	1179.4
8267.8	30.7	45.6	14.9	1480.3
8858.7	30.7	46.2	15.5	1710.8
9415.4	30.7	41.2	10.5	2966.2
9866.3	30.7	41.9	11.2	3179.1
10069.4	30.7	42.6	11.9	3367.1
10543.0	30.7	42.9	12.2	3651.1
10820.3	30.7	43.2	12.5	3921.6
11003.6	30.7	43.4	12.7	4212.8
11166.8	30.7	43.7	13.0	4450.9
11292.1	30.7	44.3	13.6	4590.5
11469.3	30.7	44.5	13.8	4686.1
11619.5	30.7	44.1	13.4	4492.5
11720.6	30.7	43.9	13.2	4221.2
11846.3	30.7	43.7	13.0	3942.0
11974.2	30.7	43.3	12.6	3712.2
12068.8	30.7	42.8	12.1	3496.5
12141.2	30.7	42.2	11.5	3290.5
12262.4	30.7	42.0	11.3	2952.4
12303.0	30.7	41.3	10.6	2726.7
12429.5	30.7	40.9	10.2	2395.0
12566.3	30.7	40.1	9.4	2124.0
12667.3	30.7	39.3	8.6	1798.5
12744.6	30.7	38.5	7.8	1415.9
12811.9	30.7	38.2	7.5	1174.9
12885.9	30.7	37.6	6.9	954.4
12956.0	30.7	37.4	6.7	850.1
13022.8	30.7	36.5	5.8	676.3
13035.1	30.7	36.1	5.4	562.0
13154.2	30.7	35.4	4.7	458.3
1286.7	30.7	34.2	3.5	367.6

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 1
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de saturação (°C) = 30.7
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.000194094
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 1Z 56+57

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
854.0	30.7	33.5	2.8	305.0
1717.1	30.7	34.9	4.2	408.8
2555.4	30.7	37.5	6.8	375.7
3405.0	30.7	39.4	8.7	391.3
4238.9	30.7	41.7	11.0	305.3
5072.8	30.7	43.9	13.2	304.3
5908.9	30.7	46.0	15.3	306.2
6760.8	30.7	47.5	16.8	402.4
8426.3	30.7	51.7	21.0	401.2
9302.8	30.7	52.4	21.7	428.7
10706.1	30.7	50.4	19.7	543.4
17664.2	30.7	42.5	11.8	1496.9
22140.7	30.7	42.6	11.9	1860.5
26608.3	30.7	43.1	12.4	2145.8
31064.7	30.7	44.1	13.4	2318.2
35572.7	30.7	43.1	12.4	2868.7
40020.5	30.7	42.9	12.2	3283.6
44539.3	30.7	43.0	12.3	3621.0
49004.7	30.7	43.7	13.0	3769.5
53492.4	30.7	43.5	12.8	4179.0
57953.3	30.7	44.2	13.5	4292.8
62432.1	30.7	44.3	13.6	4590.5
64669.3	30.7	44.5	13.8	4686.1
60195.0	30.7	44.2	13.5	4458.8
55725.1	30.7	43.7	13.0	4286.5
51257.5	30.7	43.3	12.6	4068.0
46780.9	30.7	43.0	12.3	3803.3
42311.1	30.7	42.7	12.0	3525.9
37841.2	30.7	42.1	11.4	3319.4
33369.1	30.7	41.9	11.2	2979.3
28890.3	30.7	41.7	11.0	2626.3
24425.0	30.7	41.1	10.4	2348.5
19961.8	30.7	40.3	9.6	2079.3
15498.7	30.7	39.6	8.9	1741.4
11031.1	30.7	39.1	8.4	1313.2
6574.7	30.7	38.1	7.4	888.4
3916.1	30.7	36.8	6.1	641.9
3036.7	30.7	36.3	5.6	541.1
2160.9	30.7	35.2	4.5	480.2
1277.7	30.7	34.6	3.9	327.6

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 3
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de saturação (°C) = 30.7
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.000594286
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 3% 58+59

Fluxo Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
865.2	30.7	32.9	2.2	393.2
1705.8	30.7	35.4	4.7	362.9
2559.9	30.7	37.3	6.6	387.8
3393.8	30.7	39.7	9.0	377.0
4223.2	30.7	42.2	11.5	367.2
5063.8	30.7	44.2	13.5	375.0
5904.5	30.7	46.2	15.5	380.9
6747.3	30.7	48.0	17.3	390.0
8444.2	30.7	51.2	20.5	411.9
9715.3	30.7	53.5	22.8	426.1
10567.1	30.7	55.0	24.3	434.8
12044.6	30.7	53.8	23.1	552.0
17330.1	30.7	53.7	23.0	753.4
22134.0	30.7	42.9	12.2	1814.2
26588.2	30.7	43.9	13.2	2014.2
31078.2	30.7	43.6	12.9	2409.1
35566.0	30.4	43.2	12.8	2778.5
40053.7	30.4	43.0	12.6	3178.8
44528.1	30.4	43.2	12.8	3478.7
49004.7	30.4	43.5	13.1	3740.8
53481.2	30.4	43.6	13.2	4051.6
57960.0	30.4	43.8	13.4	4325.3
62429.9	30.4	44.3	13.9	4491.3
64689.3	30.4	44.3	13.9	4652.4
66199.5	30.4	43.9	13.5	4459.2
55720.6	30.4	43.7	13.3	4189.5
51246.3	30.4	43.5	13.1	3911.9
46778.7	30.4	43.0	12.6	3712.5
42311.1	30.4	42.4	12.0	3525.9
37839.0	30.4	42.1	11.7	3234.1
33371.4	30.4	41.5	11.1	3006.4
28897.1	30.4	41.2	10.8	2675.6
24420.5	30.4	41.0	10.6	2303.8
19957.4	30.4	40.3	9.9	2015.8
15487.5	30.4	39.9	9.5	1630.2
11019.9	30.4	39.2	8.8	1258.2
6561.3	30.4	38.3	7.9	830.5
3898.2	30.4	37.3	6.9	564.9
3021.7	30.4	36.4	6.0	503.6
2134.0	30.4	36.1	5.7	374.3
1268.7	30.4	34.8	4.4	288.3
642.8	30.4	33.7	3.3	255.3

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 5
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de saturação (°C) = 30.7
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.00101133
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 5% 60

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
860.7	30.7	33.1	2.4	358.6
1700.1	30.7	35.4	4.7	363.4
2526.3	30.7	38.6	7.9	319.7
3375.9	30.7	40.4	9.7	348.0
4221.0	30.7	42.3	11.6	363.0
5059.4	30.7	44.4	13.7	369.2
5902.2	30.7	46.3	15.6	378.3
6740.6	30.9	48.4	17.5	385.1
8433.0	30.9	51.7	20.8	405.4
10570.3	30.9	54.8	23.9	442.6
12819.2	30.9	55.0	24.1	531.6
17267.4	30.7	55.6	24.9	693.4
21717.1	30.7	56.6	25.9	838.4
26164.5	30.9	57.9	27.0	969.0
31028.9	30.9	45.5	14.6	2125.2
35507.7	30.9	45.7	14.8	2399.1
40015.6	30.7	44.5	13.8	2899.6
44490.0	30.7	44.0	14.1	3155.3
48948.4	30.7	45.7	15.0	3263.0
53431.9	30.7	45.6	14.9	3586.0
57901.8	30.7	46.0	15.3	3784.4
62373.9	30.7	46.3	15.6	3998.3
64813.3	30.7	46.4	15.7	4115.4
68154.6	30.7	45.6	14.9	4037.2
55684.8	30.7	45.2	14.5	3846.3
51209.7	30.7	45.1	14.4	3555.8
46731.6	30.7	44.8	14.1	3314.2
42259.5	30.7	44.4	13.7	3084.6
37796.4	30.7	43.8	13.1	2885.2
33324.3	30.7	43.5	12.8	2603.4
28863.4	30.7	42.6	11.9	2425.4
24395.8	30.7	42.1	11.4	2139.9
19926.0	30.7	41.7	11.0	1811.4
15462.9	30.7	41.0	10.3	1501.2
11004.2	30.7	40.1	9.4	1170.6
6552.3	30.7	38.9	8.2	799.0
3895.9	30.7	37.6	6.9	564.6
2149.7	30.7	35.6	4.9	438.7
1286.7	30.7	34.2	3.5	367.6

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 7
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de saturação (°C) = 30.7
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.00144631
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 7% 62

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
856.3	30.7	33.3	2.6	329.3
1708.1	30.7	35.4	4.7	363.4
2550.9	30.7	37.6	6.9	369.6
3393.8	30.7	39.7	9.0	377.0
4236.6	30.7	42.3	11.6	383.0
5079.5	30.7	44.2	13.5	375.0
5922.4	30.7	46.0	15.3	386.2
6765.3	30.7	48.3	17.6	382.8
7608.2	30.7	51.9	21.2	397.2
8451.1	30.7	55.9	25.2	418.0
9294.0	30.7	59.9	29.2	433.0
10136.9	30.7	62.0	32.1	530.6
10979.8	30.7	59.4	28.7	753.4
11822.7	30.7	64.2	33.5	774.4
12665.6	30.9	48.6	17.7	1747.9
13508.5	30.9	50.2	19.3	1832.8
14351.4	30.9	51.6	20.7	1923.3
15194.3	30.9	52.7	21.8	2030.3
16037.2	30.9	52.9	22.0	2215.2
16880.1	30.7	53.3	22.6	2353.8
17723.0	30.7	53.6	22.9	2518.2
18565.9	30.7	53.9	23.2	2678.5
19408.8	30.7	52.0	21.3	3025.5
20251.7	30.7	50.7	20.0	3000.1
21094.6	30.7	49.4	18.7	2971.0
21937.5	30.7	48.4	17.7	2887.5
22780.4	30.7	46.9	16.2	2880.9
23623.3	30.7	46.7	16.0	2637.3
24466.2	30.7	46.4	15.7	2402.7
25309.1	30.7	45.5	14.8	2247.5
26152.0	30.7	44.7	14.0	2057.5
26994.9	30.7	43.7	13.0	1873.1
27837.8	30.7	43.0	12.3	1617.2
28680.7	30.7	41.8	11.1	1391.0
29523.6	30.7	40.9	10.2	1076.8
30366.5	30.7	39.4	0.7	751.8
31209.4	30.7	37.8	7.1	548.0
32052.3	30.7	36.7	6.0	354.1
32895.2	30.7	35.0	4.3	295.0

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (Z) = 10
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de saturação (°C) = 30.7
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.002135029
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 10% 64

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.Trans.Cal. (W/m ² .°C)
851.8	30.7	33.6	2.9	293.7
1690.2	30.7	36.1	5.4	312.9
2535.3	30.7	38.4	7.7	329.2
3351.2	30.7	41.3	10.6	316.1
4200.8	30.7	43.0	12.3	341.5
5034.7	30.7	45.2	14.5	347.2
5882.0	30.7	47.0	16.3	360.8
6727.1	30.7	48.6	17.9	375.8
8488.4	30.7	52.3	21.6	389.2
10508.8	30.7	56.8	26.1	402.6
12633.9	30.9	60.5	29.6	426.8
16991.7	30.7	63.9	33.2	511.7
21663.3	30.7	58.3	27.6	784.9
25698.2	30.7	71.4	40.7	631.4
30367.6	30.7	62.7	32.0	948.9
34945.0	30.7	63.2	32.5	1075.2
39421.6	30.9	63.7	32.8	1201.8
43920.8	30.7	62.0	32.1	1360.3
48399.4	30.7	63.0	32.3	1498.4
52844.6	30.7	64.0	33.3	1586.9
57321.2	30.7	64.2	33.5	1711.0
61795.5	30.7	64.5	33.8	1828.2
64059.6	30.7	63.7	33.0	1941.2
69641.3	30.7	61.9	31.2	1911.5
55189.4	30.7	61.0	30.3	1821.4
58804.7	30.7	58.1	27.4	1854.1
46343.8	30.7	57.4	26.7	1735.7
41905.4	30.7	56.0	25.3	1656.3
37457.9	30.7	55.0	24.3	1541.4
33012.7	30.7	53.8	23.1	1429.1
28592.2	30.7	51.9	21.2	1348.6
24164.9	30.7	50.1	19.4	1245.6
19717.5	30.7	48.9	18.2	1083.3
15321.6	30.7	46.0	15.3	1001.4
10898.9	30.7	44.0	13.3	819.4
6487.3	30.7	41.4	10.7	606.2
3851.1	30.7	39.4	8.7	442.6
2111.6	30.7	37.3	6.6	319.9
1255.3	30.7	35.5	4.8	261.5

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 20
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.36
 Temperatura de saturação (°C) = 30.7
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.00480382
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 20% 66

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.Trans.Cal. (W/m ² .°C)
849.5	30.9	33.9	3.0	283.1
1690.2	30.9	36.3	5.4	312.9
2526.9	30.9	38.8	7.9	319.7
3351.2	30.7	41.3	10.6	316.1
4194.1	30.7	43.3	12.6	339.5
5025.7	30.7	45.5	14.8	349.1
5866.3	30.7	47.5	16.8	356.3
6706.2	30.7	49.5	18.8	367.2
8322.5	30.9	53.7	22.8	380.5
10464.0	30.9	58.4	27.5	379.4
12521.0	30.9	63.9	33.0	394.2
16677.8	31.2	73.5	42.3	456.0
21022.1	31.2	77.3	46.1	525.2
25420.3	31.2	79.6	48.4	551.0
29699.6	31.4	85.3	53.9	662.6
34259.1	32.9	84.6	51.7	707.5
38630.3	33.4	88.0	54.6	790.8
43136.0	33.6	87.6	54.0	873.2
47594.7	34.1	88.6	54.5	948.3
52662.3	34.3	89.2	54.9	1078.7
56635.2	34.3	86.8	52.5	1168.6
61123.0	34.6	86.9	52.3	1211.4
63360.2	34.6	86.9	52.3	1189.1
58980.0	34.6	84.2	49.6	1171.9
54613.3	34.3	80.9	46.6	1125.5
50199.5	34.3	78.9	44.6	1098.8
45821.5	34.3	76.0	41.7	1045.8
41416.7	34.1	73.7	39.6	1009.1
37034.2	33.9	70.6	36.7	957.2
32642.9	33.6	67.7	34.1	915.0
28273.9	33.6	64.5	30.9	875.7
23907.1	33.4	60.7	27.3	790.0
19513.5	33.1	57.0	24.7	710.8
15140.1	33.1	54.4	21.3	623.1
10786.0	32.9	50.2	17.3	510.5
6433.5	32.9	45.5	12.6	403.2
3830.9	32.9	42.4	9.5	348.0
2122.8	32.9	39.0	6.1	302.6
1271.0	32.6	36.8	4.2	

Refrigerante (FREON) = R113
 Concentração de óleo (%) = 0
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.02
 Temperatura de saturação (°C) = 47.5
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R113 0% 67+68+69

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp.* (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
838.3	47.5	50.8	3.3	254.0
1665.5	47.5	53.7	6.2	268.6
2501.6	47.5	56.0	8.5	294.3
3326.6	47.5	58.5	11.0	302.4
4158.2	47.5	60.8	13.3	312.6
4987.6	47.4	62.9	15.5	321.7
5951.5	47.4	60.7	13.3	447.4
6812.3	47.5	62.0	14.5	469.8
8567.5	47.3	63.0	15.7	545.7
10006.9	47.5	63.2	15.7	608.3
13039.6	47.5	63.5	16.0	814.9
17491.5	47.5	64.5	17.0	1028.9
21959.2	47.6	65.1	17.5	1254.8
31044.6	47.5	61.0	13.5	2299.6
39977.5	47.5	62.0	14.5	2757.0
48926.2	47.7	62.7	15.0	3261.7
57877.1	47.6	63.0	15.4	3758.2
66807.8	47.5	63.9	16.4	4073.6
75767.7	47.5	64.3	16.8	4509.9
84765.2	47.5	65.1	17.6	4812.7
93842.6	47.5	65.8	18.3	5117.0
102593.5	47.6	66.4	18.8	5457.1
111533.2	47.4	66.9	19.5	5719.6
107058.9	47.4	66.7	19.3	5547.0
98112.5	47.7	66.4	18.7	5246.6
89161.6	47.5	65.8	18.3	4872.2
80215.1	47.5	65.2	17.7	4531.9
71277.7	47.6	64.6	17.0	4192.8
62333.5	47.7	64.0	16.3	3824.1
53393.8	47.7	63.2	15.5	3444.7
44451.9	47.5	62.2	14.7	3023.9
35518.9	47.3	61.1	13.8	2573.8
26593.6	47.4	59.8	12.4	2144.5
17675.7	47.5	59.2	11.7	2003.3
19912.5	47.5	58.5	11.0	1810.2
15469.6	47.5	57.2	9.7	1594.8
10130.9	47.5	55.3	7.8	1299.8
6585.9	47.5	54.0	6.5	1013.2
5698.2	47.4	53.5	6.1	934.1
3927.3	47.4	52.7	5.3	740.9
2160.9	47.5	51.7	4.2	514.5
1284.4	47.4	50.8	3.4	377.7

Refrigerante (FREON) = R113
 Concentração de óleo (%) = 1
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.02
 Temperatura de saturação (°C) = 47.5
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.000203255
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R113 1% 71.

Fluxo Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
827.1	47.0	51.5	3.7	223.5
1672.2	47.5	53.4	5.9	263.4
2499.4	47.5	56.1	8.6	290.6
3319.0	47.5	58.8	11.3	293.7
4153.7	47.5	61.0	13.5	307.6
5034.7	47.5	61.5	14.0	359.6
5882.0	47.3	62.9	15.4	377.0
6780.9	47.5	63.0	15.5	437.4
8572.0	47.8	63.3	15.5	553.0
10753.1	47.8	65.3	17.5	614.4
12974.6	48.0	66.1	18.1	716.8
17673.1	47.5	58.4	10.9	1621.3
22140.7	47.5	58.9	11.4	1942.1
31046.8	47.5	60.9	13.4	2316.9
40002.2	47.5	61.2	13.7	2919.0
48948.6	47.5	61.8	14.3	3422.9
57899.5	47.5	62.3	14.8	3912.1
66850.4	47.8	62.9	15.1	4427.1
75781.2	47.8	64.0	16.2	4677.8
84730.9	47.3	64.3	17.0	4983.5
93656.1	47.3	65.2	17.9	5232.1
102593.5	47.3	66.1	18.8	5457.1
111537.7	47.5	67.0	19.5	5719.8
120774.6	47.8	66.6	18.8	5695.4
130140.3	47.8	65.4	17.6	5176.6
139210.9	47.5	64.3	16.8	5310.1
148271.2	47.3	63.3	16.0	5016.9
157331.5	47.5	62.7	15.2	4692.8
166400.8	47.8	61.8	14.0	4457.2
175454.3	47.3	60.8	13.5	3959.5
184534.8	47.5	59.6	12.1	3680.5
193590.6	47.3	58.6	11.3	3149.6
202650.9	47.3	57.7	10.4	2522.5
211727.2	47.5	57.4	9.9	2467.3
220810.8	47.5	56.7	9.2	2169.7
229887.7	47.3	55.5	8.2	1891.1
238965.8	47.3	54.1	6.8	1494.9
248099.4	47.3	53.3	6.0	1099.9
25709.4	47.3	53.1	5.8	984.3
3938.5	47.5	52.4	4.9	803.7
2167.6	47.5	51.5	4.0	541.9
1288.9	47.5	50.7	3.2	402.7

Refrigerante (FREON) = R113
 Concentração de óleo (%) = 3
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.02
 Temperatura de saturação (°C) = 47.5
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.0006223
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R113 3% 72+73+74

Fluxo Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Cocf. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
827.1	47.5	51.2	3.7	223.5
1665.5	47.4	53.5	6.1	273.0
2492.7	47.4	56.2	8.8	283.2
3324.3	47.4	58.5	11.1	299.4
4160.5	47.4	60.6	13.2	315.1
4980.9	47.5	63.1	15.6	319.2
5814.0	47.6	65.4	17.8	326.6
6745.1	47.4	64.1	16.7	403.8
8455.5	47.4	66.7	19.3	438.1
10932.5	47.5	59.0	11.5	950.6
13167.4	47.6	59.3	11.7	1125.4
17621.6	47.7	60.4	12.7	1387.5
22100.4	47.5	60.2	12.7	1740.1
31013.2	47.7	62.2	14.5	2138.8
39903.6	47.7	64.7	17.0	2347.2
48850.0	47.7	65.2	17.5	2791.4
57794.2	47.7	65.9	18.2	3175.5
66742.0	47.6	66.3	18.7	3529.1
75682.5	47.5	66.9	19.4	3901.1
84613.3	47.5	68.0	20.5	4127.4
93544.0	47.5	68.9	21.4	4371.2
102477.0	47.5	69.9	22.4	4574.8
111403.2	47.8	71.2	23.4	4760.8
106953.5	47.8	70.3	22.5	4753.4
98034.0	47.6	68.8	21.2	4624.2
89114.5	47.7	67.5	19.8	4500.7
80192.7	47.6	66.1	18.5	4334.7
71266.5	47.5	64.8	17.3	4119.4
62340.2	47.5	63.6	16.1	3872.0
53407.3	47.6	62.6	15.0	3560.4
44465.3	47.5	61.8	14.3	3109.4
35534.6	47.5	60.7	13.2	2692.0
26615.1	47.5	59.1	11.6	2294.4
24389.1	47.4	58.6	11.2	2177.5
19923.7	47.4	57.9	10.5	1897.4
15469.6	47.4	57.0	9.6	1611.4
10121.0	47.4	55.9	8.5	1190.7
6583.5	47.4	54.8	7.4	886.9
5675.8	47.4	54.5	7.1	799.4
3878.0	47.4	54.0	6.6	587.5
2138.5	47.4	52.5	5.1	419.3
1262.0	47.4	51.7	4.3	293.4

Refrigerante (FREON) = R113
 Concentração de óleo (%) = 5
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.02
 Temperatura de saturação (°C) = 47.5
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.0010591
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R113 5% 75

Flox. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
818.2	47.8	51.9	4.1	199.5
1652.0	47.8	54.5	6.7	246.5
2488.2	47.8	56.8	9.0	276.4
3304.1	47.8	59.7	11.9	277.6
4178.4	47.5	60.1	12.6	331.6
4998.0	47.3	62.4	15.1	331.0
5812.5	47.3	65.2	17.9	324.7
6630.8	47.5	67.9	20.4	325.0
8369.7	47.5	71.3	23.8	349.1
10493.1	47.5	73.1	25.6	409.8
13082.2	47.8	62.4	14.6	896.0
17511.7	47.8	64.1	16.3	1074.3
21923.3	47.5	66.1	18.6	1178.6
30813.7	47.5	68.5	21.0	1467.3
39660.2	47.5	71.8	24.3	1632.4
48603.4	47.8	72.8	25.0	1944.1
57547.6	47.8	73.4	25.6	2247.9
66496.3	47.8	73.9	26.1	2547.7
75418.0	47.8	75.2	27.4	2752.4
84400.3	47.8	74.4	26.8	3149.2
93326.6	47.5	75.5	28.0	3333.0
102284.2	47.5	75.7	28.2	3627.0
111288.2	47.8	77.0	29.2	3808.4
106774.2	47.5	75.4	27.9	3827.0
97863.7	47.5	73.9	26.4	3706.9
88944.1	47.8	72.8	25.0	3557.7
80017.9	47.8	71.6	23.8	3362.0
71100.6	47.5	70.0	22.5	3160.0
62187.8	47.5	68.5	21.0	2961.3
53257.1	47.5	67.4	19.9	2676.2
44337.5	47.8	66.3	18.5	2396.6
35422.5	47.5	64.4	16.9	2096.0
26527.6	47.3	62.0	14.7	1804.5
24299.4	47.5	61.8	14.3	1699.2
19863.2	47.8	60.5	12.7	1564.0
15415.0	47.5	59.0	11.5	1340.5
10878.2	47.8	57.9	10.1	997.6
6532.1	47.8	56.4	8.6	759.5
5646.7	47.8	56.0	8.2	688.6
3878.0	47.8	55.1	7.3	531.2
2122.8	47.8	53.5	5.7	372.4
1255.3	47.8	52.3	4.5	278.9

Refrigerante (FREON) = R113
 Concentração de óleo (%) = 7
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.02
 Temperatura de saturação (°C) = 47.5
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.0015146
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R113 7% 76

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
827.1	47.5	51.3	3.8	217.6
1652.0	47.3	54.0	6.7	246.5
2408.2	47.3	56.3	9.0	276.4
3306.4	47.3	59.0	11.7	282.5
4135.8	47.3	61.3	14.0	295.4
4967.4	47.3	63.5	16.2	306.6
5799.1	47.3	65.6	18.3	316.8
6624.0	47.5	68.1	20.6	321.5
8305.3	47.8	71.7	23.9	347.5
10394.5	47.8	76.2	28.4	366.0
12656.3	47.8	75.6	27.8	455.2
17155.3	47.5	74.9	27.4	626.1
21459.3	47.5	80.1	32.6	658.2
30477.4	47.8	78.7	30.9	986.3
39394.7	47.5	79.8	32.3	1219.6
48363.5	47.3	79.4	32.1	1506.6
57334.6	47.8	79.7	31.9	1797.3
66216.0	47.5	81.8	34.3	1930.4
75142.3	47.8	83.1	35.3	2128.6
84059.6	47.8	84.3	36.5	2303.0
92891.7	47.8	84.6	36.8	2524.2
101961.4	47.8	85.0	37.2	2740.8
110907.8	47.8	85.5	37.7	2941.8
106462.6	47.8	84.5	36.7	2900.8
97552.1	47.8	83.0	35.2	2771.3
88628.1	47.3	81.4	34.1	2599.0
79757.9	47.5	79.0	31.5	2531.9
70856.3	47.3	77.1	29.8	2377.7
61945.7	47.5	75.6	28.1	2204.4
53046.4	47.5	73.9	26.4	2009.3
44129.1	47.5	72.4	24.9	1772.2
35245.4	47.8	70.2	22.4	1573.4
26367.2	47.5	67.4	19.9	1324.9
24147.0	47.3	66.5	19.2	1257.6
19706.3	47.3	65.2	17.9	1100.9
15274.6	47.5	63.8	16.3	937.0
9982.0	47.5	60.9	13.4	744.9
6469.4	47.5	58.5	11.0	588.1
5579.4	47.5	58.2	10.7	521.4
3837.7	47.5	56.4	8.9	431.2
2111.6	47.8	54.1	6.3	335.1
1250.8	47.5	52.3	4.8	260.5

Refrigerante (FREON) = R113
 Concentração de óleo (%) = 10
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.02
 Temperatura de saturação (°C) = 47.5
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.0022358
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R113 10% 77+78+79

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.trans.Cal. (W/m ² .°C)
818.2	47.7	51.8	4.1	199.5
1654.3	47.6	54.2	6.6	250.6
2479.2	47.6	56.9	9.3	266.5
3304.1	47.5	59.4	11.9	277.6
4140.3	47.6	61.5	13.9	297.8
4963.0	47.6	63.9	16.3	304.4
5792.4	47.8	66.2	18.4	314.8
6630.8	47.9	68.2	20.3	326.6
8205.1	47.9	72.5	24.6	336.7
10407.9	47.9	75.9	28.0	371.7
12539.7	47.9	79.1	31.2	401.9
16933.4	47.9	81.7	33.8	500.9
21403.2	47.9	82.0	34.1	627.6
30226.4	48.0	86.0	38.0	795.4
39186.2	47.9	86.0	38.1	1028.5
70459.5	47.7	88.5	40.8	1726.9
56911.0	47.6	91.3	43.7	1302.3
65790.1	47.7	93.7	46.0	1430.2
74714.1	47.9	94.8	46.9	1593.0
83624.7	47.9	96.2	48.3	1731.3
92584.6	47.8	96.3	48.5	1900.9
101497.4	47.5	97.3	49.8	2038.1
110450.5	47.7	97.9	50.2	2200.2
106023.3	47.6	96.2	48.6	2101.5
97191.2	47.5	92.7	45.2	2150.2
88314.2	47.5	90.3	42.8	2063.4
79477.6	47.5	86.9	39.4	2017.1
70589.5	47.5	84.7	37.2	1897.5
61685.7	47.5	83.1	35.6	1732.7
52802.0	47.5	80.9	33.4	1580.8
43930.5	47.7	78.1	30.4	1445.3
35084.0	47.6	74.9	27.3	1285.1
26249.7	47.5	71.1	23.6	1112.2
24020.2	47.4	70.2	22.8	1053.0
19590.7	47.3	68.6	21.3	920.1
15180.4	47.5	66.7	19.2	790.6
9865.5	47.5	64.7	17.2	573.5
6386.4	47.5	61.3	13.8	462.7
5516.7	47.5	60.3	12.8	430.9
3770.4	47.5	58.6	11.1	339.6
2071.2	47.5	55.3	7.8	265.5
1230.6	47.5	53.0	5.5	223.7

Refrigerante (FREON) = R113
 Concentração de óleo (%) = 20
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.00
 Temperatura de saturação (°C) = 47.5
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.005030.5
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R113 20% 80

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
820.4	48.0	52.0	4.0	205.1
1652.0	48.0	54.7	6.7	246.5
2459.0	47.8	57.8	10.0	245.9
3292.9	47.8	60.0	12.2	269.9
4122.3	48.0	62.5	14.5	284.2
4967.4	48.0	64.2	16.2	306.6
5770.0	48.0	67.2	19.2	300.5
6603.9	48.0	69.1	21.1	312.9
8235.8	48.3	74.3	26.0	316.7
10354.1	48.5	78.1	29.6	349.8
12508.4	48.8	80.8	32.0	390.8
16785.4	49.0	86.8	37.8	444.0
21174.6	48.8	89.1	40.3	525.4
29831.8	49.0	97.6	48.6	619.8
38592.2	49.2	103.2	54.0	714.6
47525.2	48.0	102.9	54.9	865.6
56439.5	47.8	104.1	56.3	1002.3
65276.8	47.8	107.2	59.4	1098.9
74131.3	48.0	110.1	62.1	1193.7
83017.2	48.0	112.1	64.1	1295.1
91950.2	48.0	113.0	65.0	1414.6
100822.6	48.0	115.2	67.2	1500.3
109778.0	48.3	115.6	67.3	1631.1
105418.0	48.3	113.5	65.2	1616.8
96610.6	48.0	108.4	60.4	1599.5
87809.9	48.0	104.1	56.1	1565.2
78989.0	47.8	100.2	52.4	1507.4
70125.5	47.8	97.6	49.8	1408.1
61344.9	47.8	92.7	44.9	1366.2
52512.8	47.8	89.1	41.3	1271.4
43691.9	47.8	85.2	37.4	1168.2
34859.0	47.8	81.6	33.8	1031.3
26052.4	47.5	76.9	29.4	886.1
23051.1	47.5	75.7	28.2	845.7
19179.5	47.8	74.9	27.1	707.7
15005.6	47.8	72.3	24.5	612.4
9800.4	48.0	67.3	19.3	507.7
6325.9	48.0	63.7	15.7	402.9
5462.9	47.8	62.3	14.5	376.7
3727.8	47.8	60.4	12.6	295.8
2010.7	47.8	57.8	10.0	201.0
1199.2	47.8	54.7	6.9	173.7

Refrigerante (FREON) = R114
 Concentração de óleo (%) = 0
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.11
 Temperatura de saturação (°C) = 6.0
 Volume de refrigerante (m³) = 0.0119
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R114 0% 83+84+85

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
896.6	5.8	8.3	2.5	358.6
1793.3	6.0	11.0	5.0	358.6
2689.9	5.9	13.4	7.5	358.6
3586.6	6.1	15.6	9.5	377.5
4483.2	5.9	18.0	10.9	411.3
5379.9	6.1	18.2	12.1	444.6
6276.6	6.0	17.9	11.9	527.4
7173.2	5.8	16.7	10.9	658.0
8069.8	6.1	18.6	12.5	717.3
8966.5	6.2	19.2	13.0	862.1
9863.2	5.9	18.7	12.8	1050.7
10759.8	5.8	19.5	13.7	1308.9
11656.4	6.1	20.3	14.2	1578.6
12553.0	5.9	16.2	10.3	3046.8
13449.6	6.2	16.4	10.2	3955.8
14346.2	5.8	17.4	11.6	4251.3
15242.8	6.0	17.9	11.9	4897.7
16139.4	5.8	18.5	12.7	5295.2
17036.0	5.9	19.3	13.4	5687.7
17932.6	6.0	20.0	14.0	6084.4
18829.2	6.0	20.4	14.4	6538.1
19725.8	6.1	21.2	15.1	6828.8
20622.4	6.2	22.0	15.8	7093.8
21519.1	6.2	21.6	15.4	6906.9
22415.7	6.2	21.0	14.8	6664.3
23312.3	6.0	20.3	14.3	6270.3
24208.9	5.9	19.5	13.6	5933.7
25105.5	5.9	18.8	12.9	5560.6
26002.1	5.9	18.0	12.1	5187.2
26898.7	6.0	17.4	11.4	4719.2
27795.3	6.0	16.7	10.7	4189.9
28691.9	5.8	15.7	9.9	3622.8
29588.5	5.8	14.5	8.7	3091.9
30485.1	5.9	14.3	8.4	2935.4
31381.7	6.0	13.5	7.5	2689.9
32278.3	5.8	12.2	6.4	2451.7
33174.9	5.9	11.4	5.5	1874.8
34071.5	6.0	10.3	4.3	1563.9
34968.1	6.1	9.8	3.7	1575.1
35864.7	6.1	9.4	3.3	1222.6
36761.3	6.1	8.2	2.1	1067.4
37657.9	6.1	7.5	1.4	960.6

Refrigerante (FREON) = R114
 Concentração de óleo (%) = 1
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.11
 Temperatura de saturação (°C) = 6.0
 Volume de refrigerante (m³) = 0.0115
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.0002029
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R114 1% 00

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. • (°C)	Coef.Trans.Cal. (W/m ² .°C)
896.6	6.0	9.0	3.0	298.8
1793.3	6.2	11.9	5.7	314.6
2689.9	5.8	13.4	7.6	353.9
3586.6	6.0	15.4	9.4	381.5
4483.2	6.2	18.1	11.9	376.7
5379.9	6.2	19.8	13.6	395.5
6276.6	5.8	21.2	15.4	407.5
7173.2	6.0	23.3	17.3	414.6
8069.8	6.2	17.4	11.2	800.5
8966.5	6.2	17.9	11.7	957.9
11208.2	6.2	18.5	12.7	1059.0
13449.8	5.8	18.5	12.7	1245.3
17933.1	6.0	20.4	14.4	1446.2
22416.4	6.2	21.7	15.5	1572.3
31383.0	5.8	18.0	12.2	2861.6
40349.6	6.2	20.3	14.1	3063.1
49316.2	5.8	21.9	16.1	3202.3
58282.8	6.2	24.4	18.2	3250.1
67249.4	6.2	27.0	20.8	3357.5
76216.0	6.2	28.9	22.7	3448.6
85182.6	6.2	30.9	24.7	3461.3
94149.2	6.2	33.4	27.2	3555.7
103115.8	6.2	35.2	29.0	3651.6
112082.4	6.2	35.3	29.1	3851.6
121049.0	6.2	32.4	26.2	4106.8
130015.6	6.2	30.2	24.0	4109.6
138982.2	6.2	29.5	23.3	3840.3
147948.8	6.2	28.9	22.7	3555.0
156915.4	6.2	28.9	22.7	3320.9
165882.0	6.2	27.8	21.6	3252.1
174848.6	6.2	25.5	19.3	2923.8
183815.2	6.2	24.4	18.4	2684.6
192781.8	6.0	22.5	16.7	2456.5
201748.4	5.8	20.6	14.6	2101.5
210715.0	6.0	18.6	12.6	2009.6
219681.6	5.8	18.6	12.8	1785.3
228648.2	6.2	18.0	11.8	1452.9
237614.8	6.2	17.5	11.3	1074.1
246581.4	6.2	17.0	10.8	810.2
255548.0	5.8	15.4	9.6	766.8
264514.6	6.0	14.3	8.3	584.7
273481.2	6.0	13.6	7.6	400.2
282447.8	6.2	13.1	6.9	320.0
291414.4	6.2	11.8	5.6	
300381.0	6.2	10.3	4.1	

Refrigerante (FREON) = R114
 Concentração de óleo (%) = 3
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.11
 Temperatura de saturação (°C) = 6.0
 Volume de refrigerante (m³) = 0.0115
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.0006212
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R114 3% 89

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.Trans.Cal. (W/m ² .°C)
896.6	5.8	8.5	2.7	332.0
1793.3	5.8	10.5	4.7	381.5
2689.9	6.0	13.9	7.9	340.4
3586.6	6.0	15.7	9.7	369.7
4483.2	6.2	17.7	11.5	309.8
5379.9	5.8	19.2	13.4	401.4
6276.6	6.0	21.2	15.2	412.9
7173.2	6.0	22.6	16.6	432.1
8069.9	6.2	25.1	18.9	474.4
8966.5	6.2	27.0	20.8	538.8
9863.2	6.2	29.2	23.0	584.7
10759.9	5.8	25.3	19.5	919.6
11656.6	6.0	28.2	22.2	1009.7
12553.2	6.2	23.9	17.7	1773.0
13449.9	5.8	25.5	19.7	2048.2
14346.6	5.8	27.7	21.9	2251.8
15243.2	5.8	29.2	23.4	2496.7
16139.9	5.8	30.6	24.8	2711.6
17036.6	6.0	32.8	26.8	2843.6
17933.2	6.2	33.6	27.4	3108.8
18829.9	6.2	34.5	28.3	3326.8
19726.6	6.2	34.5	28.3	3643.6
20623.2	6.2	35.3	29.1	3851.6
21519.9	6.2	33.8	27.6	3898.5
22416.6	6.2	31.8	25.6	3852.8
23313.2	6.2	30.1	23.9	3751.7
24209.9	6.2	28.9	22.7	3555.0
25106.6	6.2	27.6	21.4	3351.9
26003.2	6.2	26.5	20.3	3091.9
26899.9	6.2	24.7	18.5	2908.0
27796.6	6.0	22.7	16.7	2684.6
28693.2	6.0	20.8	14.8	2423.3
29589.9	6.0	18.9	12.9	2085.2
30486.6	5.8	18.2	12.4	1988.5
31383.2	5.8	18.0	12.2	1853.6
32279.9	6.0	17.0	11.0	1426.5
33176.6	6.0	15.4	9.4	1096.9
34073.2	6.0	14.5	8.5	791.1
34969.9	6.0	13.6	7.6	766.8
35866.6	6.0	13.1	7.1	568.2
36763.2	6.2	12.0	5.8	386.4
37659.9	6.2	10.9	4.7	286.1

Refrigerante (FREON) = R114
 Concentração de óleo (%) = 5
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.11
 Temperatura de saturação (°C) = 6.0
 Volume de refrigerante (m³) = 0.01138
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.0010461
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R114 5% 89+90+91

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
896.6	5.8	8.8	3.0	298.8
1793.3	5.9	11.6	5.7	314.6
2689.9	6.1	14.2	8.1	332.0
3586.6	6.0	16.3	10.3	348.2
4483.2	6.1	18.2	12.1	370.5
5379.9	6.0	20.5	14.5	371.0
6276.6	6.0	21.8	15.8	397.2
7173.2	6.1	24.1	18.0	398.5
8966.5	6.1	27.3	21.2	422.9
11208.2	6.2	30.8	24.6	455.6
13449.8	6.2	36.1	23.9	562.7
17933.1	6.2	38.4	24.2	741.0
22416.4	6.1	28.2	22.1	1014.3
31383.0	5.8	29.1	23.3	1346.9
40349.6	5.9	31.6	25.7	1570.0
49316.2	6.1	33.0	26.9	1833.3
58282.8	6.2	32.1	25.9	2250.3
67249.4	6.0	33.6	27.6	2436.5
76216.0	6.0	34.0	28.0	2722.0
85182.6	6.1	34.2	28.1	3031.4
94149.2	6.2	34.6	28.4	3315.1
103115.8	6.2	34.5	28.3	3643.6
112082.4	6.2	35.5	29.3	3825.3
107599.1	6.2	34.0	27.8	3870.4
98632.5	6.2	32.6	26.4	3736.0
89665.9	6.2	31.1	24.9	3601.0
80699.3	6.2	30.2	24.0	3362.4
71732.7	6.2	28.8	22.6	3174.0
62766.1	6.2	27.4	21.2	2960.6
53799.5	6.0	26.1	20.1	2676.5
44832.9	5.9	24.8	18.9	2372.1
35866.3	5.9	23.2	17.3	2073.1
26899.7	5.8	21.6	15.8	1782.5
24650.1	5.8	21.0	15.2	1622.2
20174.8	5.9	19.9	14.0	1441.0
15691.5	6.1	18.3	12.2	1286.1
10311.5	5.8	16.2	10.4	991.4
6724.9	5.8	14.4	8.6	781.9
5828.2	6.1	13.8	7.7	756.9
4034.9	6.1	12.8	6.7	602.2
2241.6	6.1	11.6	5.5	407.5
1344.9	6.0	10.9	4.9	274.4

Refrigerante (FREON) = R114
 Concentração de óleo (%) = 7
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.11
 Temperatura de saturação (°C) = 6.0
 Volume de refrigerante (m³) = 0.01134
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.0014907
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R114 7% 92

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
896.6	5.8	8.7	2.9	309.1
1793.3	5.8	11.5	5.7	314.6
2689.9	5.8	13.9	8.1	322.0
3586.6	6.0	16.3	10.3	348.2
4483.2	6.2	18.9	12.7	353.0
5379.9	6.2	20.9	14.7	365.9
6276.6	6.2	23.8	17.6	356.6
7173.2	5.8	25.4	19.6	365.9
8069.5	6.0	28.2	22.2	403.8
11208.2	6.2	33.2	27.0	415.1
13449.8	6.0	34.0	28.0	406.3
17933.1	6.0	34.6	28.6	427.0
22416.4	5.8	35.3	29.5	759.8
31383.0	5.8	36.0	30.2	1039.1
40349.6	6.0	38.6	32.6	1237.7
49316.2	5.8	40.3	34.5	1429.4
58282.8	5.8	37.6	31.8	1832.7
67249.4	5.8	41.3	35.5	1894.3
76216.0	5.8	39.1	33.3	2288.7
85182.6	6.0	39.6	33.6	2535.1
94149.2	6.0	40.2	34.2	2752.9
103115.8	6.2	40.9	34.7	2971.6
112082.4	6.2	41.3	35.1	3193.2
107599.1	6.2	40.2	34.0	3164.6
98632.5	6.2	38.8	32.6	3025.5
89665.9	6.2	37.4	31.2	2873.9
80699.3	6.2	36.1	29.9	2698.9
71732.7	6.2	34.9	28.7	2499.3
62766.1	6.2	34.3	28.1	2233.6
53799.5	6.2	32.4	26.2	2053.4
44832.9	6.2	30.0	23.8	1883.7
35866.3	5.8	27.4	21.6	1660.4
26899.7	5.8	24.5	18.7	1430.4
24658.1	6.0	24.2	18.2	1354.8
20174.8	6.2	22.6	16.4	1230.1
15691.5	6.2	21.2	15.0	1046.1
10311.5	6.2	17.9	11.7	881.3
6724.9	6.0	15.2	9.2	730.9
5828.2	5.8	14.3	8.5	685.6
4034.9	6.0	13.8	7.8	517.2
2241.6	6.0	12.6	6.6	339.6
1344.9	6.0	11.1	5.1	263.7

Refrigerante (FREON) = R114
 Concentração de óleo (%) = 10
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.11
 Temperatura de saturação (°C) = 6.0
 Volume de refrigerante (m³) = 0.0113
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.002192B
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R114 10% 93

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.Trans.Cal. (W/m ² .°C)
896.6	5.8	9.0	3.2	280.1
1793.3	5.8	11.4	5.6	320.2
2689.9	6.0	14.5	8.5	316.4
3586.6	6.0	16.6	10.2	338.3
4483.2	6.2	19.1	12.9	347.5
5379.9	6.2	21.3	15.1	356.2
6276.6	6.2	24.2	18.0	348.7
7173.2	5.8	26.0	20.2	355.1
8069.8	5.8	29.1	23.3	384.8
8966.5	6.0	34.0	28.0	400.2
9863.2	6.2	38.2	32.0	420.3
10759.9	6.2	39.6	33.4	536.9
11656.6	6.2	41.2	35.0	640.4
12553.2	6.2	41.6	35.4	886.5
13449.9	6.2	42.7	36.5	1105.4
14346.6	6.2	44.9	38.7	1274.3
15243.2	6.2	46.6	40.4	1442.6
16139.9	6.2	50.8	44.6	1507.8
17036.6	6.2	51.8	45.6	1671.4
17933.2	6.2	52.6	46.4	1835.8
18829.9	6.2	52.9	46.7	2016.0
19726.6	6.2	53.4	47.2	2184.6
20623.2	6.2	53.8	47.6	2354.6
21519.9	6.2	49.7	43.5	2473.5
22416.6	6.2	45.5	39.3	2589.7
23313.2	6.2	43.9	37.7	2378.4
24209.9	6.2	42.5	36.3	2223.1
25106.6	6.2	40.8	34.6	2073.1
26003.2	6.2	39.3	33.1	1896.2
26900.0	6.2	37.0	30.8	1746.7
27796.6	6.2	34.5	28.3	1584.2
28693.2	6.2	31.4	25.2	1423.2
29590.0	6.2	28.4	22.2	1211.6
30486.6	6.0	27.2	21.2	1163.1
31383.2	5.8	25.7	19.9	1013.8
32280.0	6.0	23.9	17.9	876.6
33176.6	6.0	20.4	14.4	716.0
34073.2	6.0	17.4	11.4	589.9
34970.0	6.0	16.1	10.1	577.0
35866.6	6.0	15.0	9.0	448.3
36763.2	6.0	13.3	7.3	307.0
37660.0	6.0	11.8	5.8	231.8

Refrigerante (FREON) = R114
 Concentração de óleo (%) = 20
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.11
 Temperatura de saturação (°C) = 6.0
 Volume de refrigerante (m³) = 0.01126
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.004916
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R114 20% 94

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
896.6	5.8	9.8	4.0	224.1
1793.3	5.8	11.9	6.1	293.9
2689.9	5.8	15.1	9.3	389.2
3586.6	5.8	18.3	12.5	504.9
4483.2	5.8	21.7	15.9	641.9
5379.9	6.0	23.8	17.8	702.2
6276.6	6.0	26.1	20.1	782.2
7173.2	6.2	29.4	23.2	909.1
8069.9	5.8	33.7	27.9	1021.3
8966.5	6.0	38.4	32.4	1145.9
9863.2	6.2	42.2	36.0	1273.6
10759.9	6.2	45.0	38.8	1402.1
11656.6	6.2	45.9	39.7	1531.6
12553.2	6.0	47.7	40.7	1661.0
13449.9	6.0	51.6	45.6	1844.8
14346.6	6.0	57.0	51.0	2066.9
15243.2	6.0	60.4	54.4	2271.3
16139.9	6.0	60.9	54.9	2324.9
17036.6	6.2	62.5	56.3	2383.7
17933.2	6.2	66.5	60.3	2492.6
18829.9	6.2	69.1	62.9	2602.8
19726.6	6.2	69.9	63.7	2618.7
20623.2	6.2	70.9	64.7	2632.3
21519.9	6.2	68.3	62.1	2632.6
22416.6	6.2	64.1	57.9	2603.4
23313.2	6.2	59.6	53.4	2579.1
24209.9	6.2	55.5	49.3	2536.9
25106.6	6.2	51.6	45.4	2500.0
26003.2	6.2	47.1	40.9	2434.6
26900.0	6.2	43.6	37.4	2380.4
27796.6	6.2	40.3	34.1	2314.7
28693.2	6.2	36.2	30.0	2195.5
29590.0	6.2	32.3	26.1	2030.6
30486.6	6.0	30.2	24.2	1918.9
31383.2	6.0	28.4	22.4	1800.6
32280.0	6.0	25.9	19.9	1700.5
33176.6	6.0	24.2	18.2	1566.5
34073.2	6.0	23.3	17.3	1488.7
34970.0	6.2	22.3	16.1	1362.0
35866.6	6.2	19.8	13.6	1296.6
36763.2	6.2	17.2	11.0	1203.7
37660.0	6.2	13.8	7.6	1176.9

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 0
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.56
 Temperatura de saturação (°C) = 36.1
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 0% PRESSAO INTERMED.

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
887.6	36.1	37.0	.9	986.2
1735.0	36.1	39.6	3.5	495.7
2573.4	36.1	42.0	5.9	436.1
3414.0	36.1	44.3	8.2	416.3
4252.2	36.1	47.2	11.1	381.2
5081.8	36.1	48.9	12.8	397.0
5907.4	36.1	48.5	12.4	402.8
6850.4	35.8	49.5	13.7	500.0
8742.4	36.1	46.2	10.1	865.5
13160.7	36.1	48.4	12.3	1069.9
17679.8	36.1	47.1	11.0	1607.2
22169.1	36.1	47.1	11.0	2014.8
26680.1	35.8	45.6	9.8	2722.4
31145.4	36.1	46.4	10.3	3023.8
35617.5	36.1	46.8	10.7	3328.7
40080.6	35.8	47.3	11.5	3485.2
44550.5	35.8	47.8	12.0	3712.5
49020.3	35.8	48.2	12.4	3953.2
53494.7	36.1	48.6	12.5	4279.5
57964.5	36.1	49.1	13.0	4458.8
62445.6	36.1	49.1	13.0	4803.5
64687.2	36.1	49.1	13.0	4975.9
68212.9	36.1	48.9	12.8	4704.1
55736.3	36.1	48.6	12.5	4458.9
51264.2	36.1	48.3	12.2	4201.9
46785.4	36.1	48.1	12.0	3898.7
42311.1	36.1	47.9	11.8	3585.6
37836.8	35.8	47.4	11.6	3261.7
33375.9	35.8	46.6	10.8	3090.3
28910.5	35.8	46.0	10.2	2834.3
24445.1	35.8	45.4	9.6	2546.3
19993.2	35.8	44.2	8.4	2380.1
15536.8	35.8	43.3	7.5	2071.5
11073.7	35.8	42.5	6.7	1652.7
6612.0	35.8	41.6	5.8	1140.1
3945.3	35.8	40.6	4.8	821.9
3080.0	35.8	39.3	3.5	880.0
2187.0	35.8	39.1	3.3	662.9
1311.3	35.8	38.1	2.3	570.1

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 0
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.73
 Temperatura de saturação (°C) = 40
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 0% PRESSAO MAIOR

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.Trans.Cal. (W/m ² .°C)
856.3	40.0	42.6	2.6	329.3
1703.6	39.7	44.5	4.8	354.9
2548.7	39.7	46.6	6.9	369.3
3375.9	39.7	49.2	9.5	355.3
4251.6	39.7	49.9	10.2	417.1
5124.4	39.7	51.0	11.3	453.4
6009.8	39.7	51.3	11.6	518.0
6906.5	39.7	51.3	11.6	595.3
8608.6	39.7	51.6	11.9	730.1
13142.7	40.0	52.9	12.9	1018.8
17599.1	40.0	53.8	13.8	1275.2
22057.8	40.0	54.6	14.6	1510.8
26579.2	39.7	53.0	13.3	1998.4
31145.4	40.0	50.3	10.3	3023.0
35622.0	39.7	50.2	10.5	3392.5
40094.1	40.0	50.9	10.9	3678.3
44566.2	40.0	51.2	11.2	3979.1
49049.5	40.0	51.2	11.2	4379.4
53503.6	39.7	51.9	12.2	4385.5
57986.9	40.0	52.1	12.1	4792.3
62450.1	40.0	52.7	12.7	4917.3
64698.4	40.0	52.5	12.5	5175.8
60215.1	40.0	52.6	12.6	4778.9
55747.5	40.0	52.1	12.1	4607.2
51275.4	40.0	51.7	11.7	4382.5
46792.1	40.0	51.8	11.8	3965.4
42313.3	40.0	51.6	11.6	3647.6
37845.7	40.0	51.0	11.0	3440.5
33387.1	40.0	50.2	10.2	3273.2
28928.4	40.0	49.4	9.4	3077.4
24447.4	40.0	49.3	9.3	2628.7
19984.3	40.0	48.6	8.6	2323.7
15521.1	40.0	47.9	7.9	1964.6
11060.3	40.0	47.1	7.1	1557.7
6606.1	40.0	46.0	6.0	1101.0
3938.5	39.7	44.8	5.1	772.2
3057.6	39.7	44.1	4.4	694.9
2178.8	39.7	43.4	3.7	588.8
1291.1	39.7	43.0	3.3	391.2

Refrigerante (FREON) = R113
 Concentração de óleo (%) = 0
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.504
 Temperatura de saturação (°C) = 60
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R113 0% PRESSAO INTERMED.

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.Trans.Cal. (W/m ² .°C)
867.5	60.0	61.4	1.4	619.6
1730.5	60.0	62.9	2.9	596.7
2589.1	60.0	64.5	4.5	575.3
3382.6	59.7	68.2	8.5	397.9
4232.2	59.5	69.6	10.1	419.0
5131.1	59.5	69.5	10.0	513.1
6012.1	59.5	70.0	10.5	572.5
6904.2	59.5	70.2	10.7	645.2
6480.6	59.5	69.3	9.8	661.2
10878.7	59.7	72.4	12.7	856.5
13113.6	59.5	72.4	12.9	1016.5
17558.8	59.5	73.6	14.1	1245.3
22176.6	59.5	69.1	9.6	2310.0
31091.6	59.7	70.9	11.2	2776.0
40024.6	60.0	72.2	12.2	3280.7
48971.0	59.7	72.5	12.8	3825.8
57924.2	60.0	73.1	13.1	4421.6
66870.6	59.7	73.4	13.7	4881.0
75805.8	59.5	74.2	14.7	5156.8
84754.5	59.7	74.9	15.2	5575.9
93700.9	59.7	75.4	15.7	5968.2
102642.9	59.5	75.9	16.4	6258.7
111580.3	59.7	76.9	17.2	6487.2
107110.5	59.5	76.3	16.8	6375.6
98168.5	59.5	75.7	16.2	6059.7
89200.6	59.7	75.8	16.1	5540.9
80273.4	59.7	74.9	15.2	5281.1
71340.5	60.0	74.1	14.1	5059.6
62400.8	59.7	73.0	13.3	4691.7
53463.3	59.7	72.2	12.5	4277.0
44521.4	60.0	71.7	11.7	3805.2
35588.4	60.0	70.6	10.6	3357.3
26666.6	60.0	69.2	9.2	2898.5
24445.1	60.0	68.5	8.5	2875.8
19902.0	59.7	67.6	7.9	2529.3
15530.1	59.7	66.5	6.8	2283.8
10181.5	59.5	65.1	5.6	1818.1
6624.0	59.5	64.0	4.5	1472.0
5736.3	59.5	63.6	4.1	1399.0
3958.7	59.5	63.0	3.5	1131.0
2185.6	59.5	62.2	2.7	809.4
1302.3	59.5	61.6	2.1	620.1

Refrigerante (FREON) = R113
 Concentração de óleo (%) = 0
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 2.01
 Temperatura de saturação (°C) = 70
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R113 0% PRESSAO MAIOR

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
887.6	70.5	71.0	.5	1775.2
1737.2	70.5	72.5	2.0	868.6
2582.3	70.3	74.3	4.0	645.5
3470.0	70.3	74.6	4.3	606.9
4259.1	70.3	78.6	8.3	513.1
5214.0	70.3	76.5	6.2	640.9
6088.3	70.0	76.8	6.8	695.3
6973.7	70.0	77.5	7.5	929.8
8731.2	70.0	78.7	8.7	1003.5
10961.6	70.3	79.3	9.0	1217.9
13196.5	70.3	79.5	9.2	1434.4
17650.7	70.3	80.5	10.2	1730.4
22196.8	70.3	78.3	8.0	2774.6
31156.6	70.3	79.2	8.9	3500.7
40067.2	70.5	80.4	9.9	4047.1
49020.3	70.3	80.6	10.3	4759.2
57957.8	70.3	81.5	11.2	5174.8
66899.7	70.5	82.4	11.9	5621.8
75861.9	70.5	82.4	11.9	6374.9
84783.6	70.0	83.4	13.4	6327.1
93743.5	70.0	83.5	13.5	6943.9
102681.0	70.0	84.3	14.3	7180.4
111640.8	70.3	84.7	14.4	7752.8
107166.5	70.3	84.4	14.1	7600.4
98208.9	70.0	84.0	14.0	7014.9
89264.7	70.0	83.4	13.4	6661.5
80320.5	70.0	82.7	12.7	6324.4
71371.8	70.0	82.3	12.3	5802.5
62429.9	70.0	81.6	11.6	5381.8
53492.4	70.0	80.7	10.7	4999.2
44555.0	70.0	79.8	9.8	4546.4
35620.7	70.0	78.5	8.5	4191.6
26707.0	70.0	77.0	7.0	3815.2
24474.3	70.0	76.0	6.0	3599.1
20024.6	70.0	75.6	5.6	3575.8
15552.5	70.0	75.2	5.2	2990.8
10208.4	70.0	73.9	3.9	2617.5
6637.5	70.0	73.2	3.2	2074.2
5758.7	70.0	72.6	2.6	2214.8
3981.1	70.3	72.1	1.8	2211.7
2199.0	70.3	71.7	1.4	1570.7
1313.6	70.3	71.2	.9	1459.5

Refrigerante (FREON) = R114
 Concentração de óleo (Z) = 0
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.49
 Temperatura de saturação (°C) = 14.0
 Volume de refrigerante (m³) = 10.012
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.01422
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R114 0% PRESSAO INTERMED.

Fluxo Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
896.6	14.1	16.9	2.8	320.2
1793.3	14.1	17.6	3.5	512.3
2689.9	14.1	20.9	6.8	395.5
3586.6	14.1	23.3	9.2	389.8
4483.2	14.1	25.6	11.5	389.8
5379.9	14.1	28.0	13.9	387.0
6276.6	14.1	18.7	4.6	1364.4
7173.2	14.1	19.1	5.0	1434.6
8069.5	14.1	19.9	5.8	1545.9
11208.2	14.3	20.6	6.3	1779.0
13449.8	14.3	21.3	7.0	1921.4
17933.1	14.1	21.8	7.7	2328.9
22416.4	14.1	22.5	8.4	2668.6
31383.0	14.3	23.9	9.6	3269.0
40349.6	13.8	24.3	10.5	3842.8
49316.2	14.1	25.4	11.3	4364.2
58282.8	13.8	25.9	12.1	4816.7
67249.4	14.3	26.8	12.5	5379.9
76216.0	14.3	27.2	12.9	5908.2
85182.6	14.1	27.2	13.1	6502.4
94149.2	14.1	27.6	13.5	6974.0
103115.8	14.1	28.0	13.9	7418.4
112082.4	13.0	28.4	14.6	7676.8
107599.1	13.8	28.1	14.3	7524.4
98632.5	13.8	27.5	13.7	7199.4
89665.9	13.8	26.9	13.1	6844.7
80699.3	13.8	26.5	12.7	6354.2
71732.7	13.8	26.4	12.6	5693.0
62766.1	13.8	26.0	12.2	5144.7
53799.5	14.3	25.8	11.5	4678.2
44832.9	13.8	24.9	11.1	4038.9
35866.3	14.1	24.0	9.9	3622.8
26899.7	14.1	22.5	8.4	3202.3
24858.1	14.3	22.3	8.0	3082.2
20174.8	13.8	21.5	7.7	2620.1
15691.5	14.1	20.8	6.7	2342.0
10311.5	14.1	19.6	5.5	1874.8
6724.9	14.3	18.7	4.4	1528.3
5828.2	14.3	18.2	3.9	1494.4
4034.9	14.3	17.7	3.4	1186.7
2241.6	14.3	17.0	2.7	830.2
1344.9	14.3	16.3	2.0	672.4

Refrigerante (FREON) = R114
 Concentração de óleo (%) = 0
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 2.08
 Temperatura de saturação (°C) = 24.0
 Volume de refrigerante (m³) = 0.012
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R114 0% PRESSAO MAIOR

Flux. Cal. (W/m ²)	Temp. Sat. (°C)	Temp. Sup. (°C)	Dif. Temp. (°C)	Coef. Trans. Cal. (W/m ² .°C)
896.6	24.1	27.6	3.5	256.1
1793.3	24.1	29.5	5.4	332.0
2689.9	23.8	30.2	6.4	420.2
3586.6	24.1	31.2	7.1	505.1
4483.2	24.1	32.3	8.2	546.7
5379.9	24.1	32.7	8.6	625.5
6276.6	24.1	33.2	9.1	689.7
7173.2	23.8	33.1	9.3	771.3
8069.8	23.8	33.2	9.4	853.8
8966.5	23.8	31.6	7.8	1436.9
11200.2	23.8	30.0	6.2	2169.3
13449.8	23.8	30.9	7.1	2525.7
17933.1	23.8	31.7	7.9	2837.5
22416.4	23.8	32.6	8.8	3566.2
31383.0	23.8	33.2	9.4	4292.5
40349.6	23.8	33.9	10.1	4882.7
49316.2	23.8	34.1	10.3	5658.5
58282.8	23.8	35.5	11.7	5747.8
67249.4	24.1	35.8	11.7	6514.1
76216.0	24.1	36.3	12.2	6982.1
85182.6	24.1	36.6	12.5	7551.9
94149.2	24.1	36.8	12.7	8119.3
103115.8	24.1	37.5	13.7	8181.1
112082.4	23.8	36.8	12.7	8472.3
107599.1	24.1	36.4	12.3	8018.9
98632.5	24.1	36.0	11.9	7534.9
89665.9	24.1	35.6	11.5	7017.3
80699.3	24.1	35.2	11.1	6462.4
71732.7	24.1	34.8	10.7	5865.9
62766.1	24.1	34.0	9.9	5434.2
53799.5	24.1	32.7	8.6	5213.1
44832.9	24.1	32.3	8.2	4373.9
35866.3	24.1	31.2	7.1	3635.0
26899.7	23.8	30.7	6.9	3573.6
24658.1	23.8	30.1	6.3	3202.3
20174.8	23.8	29.6	5.8	2705.4
15691.5	23.8	28.6	4.8	2148.2
10311.5	23.8	28.2	4.4	1528.3
6724.9	23.8	27.9	4.1	1421.5
5828.2	23.8	27.5	3.7	1090.5
4034.9	23.8	26.4	2.6	862.1
2241.6	23.8	26.0	2.2	611.3
1344.9	23.8			

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 5
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de saturação (°C) = 30.7
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.00101133
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 5% 61 C/PRE

Fluxo-Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.Trans-Cal. (W/m ² .°C)
854.0	30.7	33.5	2.8	305.0
1687.9	30.7	36.3	5.6	301.4
3382.6	30.7	40.2	9.5	356.0
5093.2	30.7	46.6	15.9	370.6
6850.5	30.7	44.2	13.5	640.7
17637.3	30.7	43.5	12.8	1377.9
22090.1	30.7	44.1	13.4	1649.1
26550.1	30.7	45.2	14.5	1831.0
31040.1	30.7	44.9	14.2	2185.9
37733.6	30.7	46.0	15.3	2466.2
44454.1	30.7	46.0	15.3	2505.4
53418.5	30.7	46.1	15.4	3468.7
62364.9	30.7	46.6	15.9	3922.3
64597.6	30.7	46.9	16.2	3987.5
60150.1	30.7	45.8	15.1	3983.4
51201.5	30.7	45.2	14.5	3531.1
42266.3	30.7	44.3	13.6	3107.8
35557.0	30.7	43.8	13.1	2714.2
24393.6	30.7	42.2	11.5	2121.1
19926.0	30.7	41.7	11.0	1811.4
15467.3	30.7	40.8	10.1	1531.4
6556.0	30.7	38.7	8.0	819.6
4351.0	30.7	37.4	6.7	649.4
2145.2	30.7	35.8	5.1	420.6

Refrigerante (FREON) = R11
 Concentração de óleo (%) = 7
 Pressão de saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de saturação (°C) = 30.7
 Volume de refrigerante (m³) = 0.011
 Volume de óleo na mistura (m³) = 0.00144631
 Diâmetro ext. da resistência (m) .. = 0.0142
 Área da resistência (m²) = 0.004461
 Nome do arquivo de dados = R11 7Z 63 C/PRE

Flux.Cal. (W/m ²)	Temp.Sat. (°C)	Temp.Sup. (°C)	Dif.Temp. (°C)	Coef.Trans.Cal. (W/m ² .°C)
849.5	30.7	33.7	3.0	283.1
1703.6	30.7	35.5	4.8	354.9
3431.9	30.7	38.3	7.6	451.5
6059.1	30.7	40.9	10.0	605.9
8677.4	30.7	43.2	12.5	694.1
11527.4	30.7	47.2	16.5	1062.2
21980.3	30.7	48.0	17.3	1271.0
26411.1	30.7	49.9	19.2	1375.5
30919.0	30.7	49.1	18.4	1680.3
37621.6	30.7	49.7	19.0	1980.6
44272.5	30.7	52.0	21.3	2070.5
64409.3	30.7	53.1	22.4	2075.4
62147.5	30.7	53.7	23.0	2702.0
64431.7	30.7	52.4	21.7	2969.2
60017.9	30.7	50.2	19.5	3077.8
51109.6	30.7	48.4	17.7	2807.5
42174.4	30.7	47.4	16.7	2525.4
35494.2	30.7	45.9	15.2	2335.1
24348.8	30.7	43.8	13.1	1858.6
19805.6	30.7	43.1	12.4	1603.6
15427.0	30.7	42.3	11.6	1329.9
8541.1	30.7	39.4	8.7	751.8
4330.8	30.7	38.2	7.5	577.4
2129.5	30.7	36.5	5.8	367.1

APÊNDICE E
RESULTADOS EXPERIMENTAIS DA FREQUÊNCIA DE BOLHAS

Tabela E.1 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para o R11 puro

Refrigerante (Freon) = R11
 Concentração de Óleo (%) = 0
 Pressão de Saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de Saturação (Celsius) = 30.7

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
8688.6	13.2
13142.7	16.1
17599.1	18
22057.8	19.5
26579.2	21.6
31145.4	22.8
35622	24.6
40094.1	16.1
44566.2	26.3
49049.5	27.8
53503.6	29
57986.9	30.1
62450.1	31.3
64698.4	31.8
60215.1	29.1
55747.5	27.3
51275.4	26.5
46792.1	25.8
42313.3	25.6
42313.3	25.3
37845.7	22.3
33387.1	22.1
28928.4	21.5
24447.4	18.8
19984.3	17.8
15521.1	15.5
11060.3	12.4
6606.1	10.3
3938.5	5.6

Tabela E.2 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para o R11 + 1% de óleo.

Refrigerante (Freon)	= R11
Concentração de Óleo (%)	= 1
Pressão de Saturação (kgf/cm ²)	= 1.3
Temperatura de Saturação (Celsius)	= 30.7

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
17664.2	14.8
22140.7	16.5
26608.3	17.1
31064.7	18.3
35572.7	20.6
40060.5	22.6
44539.3	24.1
49004.7	25.6
53492.4	27.6
57953.3	28.8
62432.1	30.8
64669.3	32
60195	31.5
55725.1	28.8
51257.5	27.5
46780.9	26.1
42311.1	24.6
37481.2	23.1
33369.1	21.8
28890.3	20.3
24425	18.8
19961.8	16.5
15498.7	15.1
11031.1	12.6
6574.7	9.5
3916.1	8

Tabela E.3 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R11 + 3% de óleo

Refrigerante (Freon)	= R11
Concentração de Óleo (%)	= 3
Pressão de Saturação (kgf/cm ²)	= 1.3
Temperatura de Saturação	= 30.7

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
22134	15.8
26588.2	16.8
31078.2	18.8
35566	20.1
40053.7	22.1
44528.1	24.1
49004.7	25.1
53481.2	27.1
57960	28.1
62429.9	30.6
64669.3	31.8
60199.5	31
55720.6	28.6
51246.3	27
46778.7	26.1
42311.1	23.8
37839	22
33371.4	21.5
28897.1	20
24420.5	18.5
19957.4	16
15487.5	14

Tabela E.4 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R11 + 7% de óleo

Refrigerante (Freon)	= R11
Concentração de Óleo (%)	= 7
Pressão de Saturação (kgf/cm ²)	= 1.3
Temperatura de Saturação (Celsius)	= 30.7

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
21625.1	14.3
25944.8	16.3
30939.2	16.8
35373.2	17.5
39813.9	17.6
44261.3	19
48735.7	20.1
53196.5	21.6
57668.6	23
62143	23.5
64445.1	24.1
60002.2	23.1
55559.2	21.8
51109.6	21.1
46671.1	19
42196.8	18
37722.4	17.3
33263.8	16.8
28805.2	16.3
24351	15.8
19892.4	14.5
15440.4	13.2
10984	11.6

Tabela E.5 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R11 + 10% de óleo

Refrigerante (Freon) = R11
 Concentração de Óleo (%) = 10
 Pressão de Saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de Saturação (Celsius) = 30.7

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
25698.2	12.2
30367.6	15.1
34945	16.6
39421.6	17.5
43922.8	18
48399.4	18.5
52844.6	19.5
57321.2	20.1
61795.5	22.3
64059.6	23
59641.3	22.3
55189.4	21.5
50804.7	19.8
46343.8	18.8
41905.4	17.5
37457.9	17
33012.7	16.3
28592.2	14.3
24164.9	13.1
19717.5	11.3
15321.6	9.9

Tabela E.6 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R11 + 20% de óleo

Refrigerante (Freon) = R11
 Concentração de Óleo (%) = 20
 Pressão de Saturação (kgf/cm²) = 1.3
 Temperatura de Saturação (Celsius) = 30.7

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
16677.8	6
21022.1	6.6
25420.3	7.3
29699.6	9.2
34259.1	9.9
38630.3	10.8
43136	12.8
47594.7	15.6
52062.3	20.6
56635.2	26.5
61123	27.5
63360.2	27
58980	26.3
54613.3	25.5
50199.5	25.1
45821.5	25.5
41416.7	24.1
37034.2	23.6
32642.9	22.5
28273.9	21.5
23907.1	19.3
19513.5	18.5

Tabela E.7 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para o R113 puro

Refrigerante (Freon)	= R113
Concentração de Óleo (%)	= 0
Pressão de Saturação (kgf/cm ²)	= 1.02
Temperatura de Saturação (Celsius)	= 47.5

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
6812.3	22.5
8567.5	23.1
10806.9	24.1
13039.6	24.5
17491.5	25
21959.2	25.1
31044.6	25.8
39977.5	26.5
48926.2	27.1
57877.1	28.1
66807.8	28.3
75767.7	29.8
84705.2	29.6
93642.6	30.5
102593.5	30.6
111533.2	31.8
107058.9	30.1
98112.5	29.3
89161.6	29.5
80215.1	29
71277.7	28.6
62333.5	28
53398.8	28
44451.9	27.3
35518.9	27
26592.6	26.6
24375.7	26.5
19912.5	26.1
15469.6	26

Tabela E.8 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R113 + 1% de óleo

Refrigerante (Freon) = R113
 Concentração de Óleo (%) = 1
 Pressão de Saturação (kgf/cm²) = 1.02
 Temperatura de Saturação (Celsius) = 47.5

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
6780.9	21.5
10753.1	22.8
17673.1	24.1
31046.8	25
48948.6	26.3
66850.4	27.3
84720.9	29.5
102593.5	31.5
107074.6	30.6
89210.9	29
71331.5	27.6
53454.3	26.8
35590.6	25.8
24427.2	25.1
15507.7	24.5
6599.4	23
2167.6	22.1
1288.9	21.3

Tabela E.9 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R113 + 3% de Óleo

Refrigerante (Freon) = R113
 Concentração de Óleo (%) = 3
 Pressão de Saturação (kgf/cm²) = 1.02
 Temperatura de Saturação (Celsius) = 47.5

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
6745.1	16.6
8455.5	18.3
10932.5	19.8
13167.4	20.1
17621.6	20.6
22100.4	21.5
31013.2	22.1
39903.6	23.1
48850	24.1
57794.2	24.6
66742.8	25.6
75682.5	25.8
84613.3	27.5
93544	27.6
102477	28.3
111403.2	29
106953.5	28.8
98034	28
89114.5	26.8
80192.7	25.5
71266.5	25.8
62340.2	25.1
53407.3	25.1
44465.3	24.3
35534.6	24.5
26615.1	23.8
24389.1	23.1
19923.7	22.6
15469.6	21.5
10121	21.1
6563.5	19.6
5675.8	19.1
3878	18.5
2138.5	18.3
1262	18

Tabela E.10 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R113 + 5% de Óleo

Refrigerante (Freon)	= R113
Concentração de Óleo (%)	= 5
Pressão de Saturação (kgf/cm ²)	= 1.02
Temperatura de Saturação (Celsius)	= 47.5

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
6630.8	14.5
10493.1	16.3
17511.7	19.1
30813.7	21.1
39668.2	21.8
48603.4	23
66496.3	24
84400.3	25.3
102284.2	26.8
106774.2	26.1
88944.1	25.1
71100.6	24
53257.1	21.6
35422.5	19
24299.4	17.8
15415.8	16.3
6532.1	15
5646.7	14.5

Tabela E.11 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R113 + 7% de Óleo

Refrigerante (Freon)	= R113
Concentração de Óleo (%)	= 7
Pressão de Saturação (kgf/cm ²)	= 1.02
Temperatura de Saturação (Celsius)	= 47.5

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
8305.3	14.5
10394.5	15.3
17155.3	18
21459.3	20.8
30477.4	21.6
39394.7	23
57334.6	23.3
75142.3	24.3
92891.7	25
110907.8	26
97552.1	25.1
79757.9	23.3
61945.7	21.1
44129.1	19.1
26366.2	17.8
19706.3	16.6
9982	15.3
5579.4	12.1

Tabela E.12 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R113 + 10% de Óleo

Refrigerante (Freon)	= R113
Concentração de Óleo (%)	= 10
Pressão de Saturação (kgf/cm ²)	= 1.02
Temperatura de Saturação (Celsius)	= 47.5

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
12539.7	7.4
21403.2	9.5
39186.2	13.5
56911	17.3
74714.1	21
92584.6	22.8
110450.5	24.3
97191.2	22.8
79477.6	20.6
61685.7	18.3
43938.5	17.1
26249.7	16.3
19598.7	15.1
9865.5	13.2
5516.7	9.5

Tabela E.13 - Resultados Experimentais da Frequência de Bolhas para
o R113 + 20% de Óleo

Refrigerante (Freon)	= R113
Concentração de Óleo (%)	= 20
Pressão de Saturação (kgf/cm ²)	= 1.02
Temperatura de Saturação (Celsius)	= 47.5

FLUX.CALOR (W/m ²)	FREQ.BOLHAS (Bolhas/seg)
10354.1	6
16785.4	6.5
21174.6	6.8
29831.8	7.2
38592.2	8.1
47525.2	8.8
56433.5	11.2
74131.3	12.9
91950.2	14.8
109778	17.5
96610.6	16.3
78989	14.8
61344.9	13.2
43691.9	9.9
26052.4	8.3
19179.5	6.7
9800.4	6
5462.9	5.6