

ADRIANO LOBO DE SOUZA

**DETERMINAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DA PERDA DE CARGA
DURANTE EVAPORAÇÃO DE REFRIGERANTES PUROS E MISTURAS
REFRIGERANTE-ÓLEO EM TUBOS HORIZONTAIS E EM MEIAS CURVAS**

Tese apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo como requisito final
para obtenção do título de Doutor
em Engenharia Mecânica.

São Paulo

1995

Adriano Lobo de Souza
Mestre em Engenharia Nuclear - IME, 1981

**DETERMINAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DA PERDA DE CARGA
DURANTE EVAPORAÇÃO DE REFRIGERANTES PUROS E MISTURAS
REFRIGERANTE-ÓLEO EM TUBOS HORIZONTAIS E EM MEIAS CURVAS**

Tese apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo como requisito final
para obtenção do título de Doutor
em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Marcos de Mattos Pimenta

São Paulo

1995

À
LARISSA e
THIAGO

"São vãs e cheias de erros as ciências que não nascem da natureza, a mãe de toda a certeza."

Sir Isaac Newton

(1642-1727)

AGRADECIMENTOS

À DEUS que me proporcionou esta grande chance que tive em aprender, e cujo trabalho aqui apresentado apenas retrata com imensa humildade e amor pequena parte do conhecimento da mãe natureza, da qual somos parte integrante, e conseqüentemente, onde está inserido o nosso pensamento.

À minha esposa Wayne Dias da Costa Souza, pelo estímulo e apoio constantes, imprescindíveis à realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta, cujo estímulo indispensável e orientação adequada foram fundamentais para a conclusão deste trabalho.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela Bolsa de Doutorado concedida no exterior.

Ao Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares (IPEN) por ter me concedido afastamento para realização da parte experimental do Doutorado.

Ao Centro de Refrigeração e Ar Condicionado (ACRC) pertencente à Universidade de Illinois em Urbana-Champaign, pelo suporte financeiro necessário e indispensável para realização da parte experimental do Doutorado.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP) pela colaboração.

Ao Almirante Othon Pinheiro da Silva pelo apoio inestimável durante este trabalho e fundamental na minha carreira técnico-científica.

Ao Dr. Gilberto Gomes de Andrade pelo apoio estratégico durante todo o programa de Doutorado.

À amiga e irmã Dra. Marlinda Lobo de Souza pelo apoio inestimável e incentivo durante todo o período de doutorado no Brasil e EUA.

Ao Prof. Dr. John C. Chato pelo apoio indispensável durante a realização da parte experimental do Doutorado nos EUA.

Aos amigos MsC. José Domingos Duarte e Dr. Antônio Sávio Reinas e Família, pelo apoio estratégico dispensado durante o período de minha permanência nos EUA.

Aos colegas americanos Dr. John Wattlelet, MsC. John Panek and MsC. Bryan Christoffersen pelo apoio fundamental recebido durante a fase experimental nos EUA.

Ao Prof. Dr. Jurandir Yanagihara e ao colega do IPEN Eng. Marcos Lima, pelas sugestões durante a análise de incertezas dos dados experimentais.

Ao Prof. Dr. José Saiz Jabardo pela indicação e contribuição inicial da parte experimental do Doutorado que realizei nos EUA.

Aos colegas do IPEN-CNEN/SP e da Pós-graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP.

À todos que direta ou indiretamente contribuíram para realização deste trabalho, e cujos nomes injustamente omito.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS
SUMÁRIO
LISTA DE FIGURAS
LISTA DE TABELAS
NOMENCLATURA
RESUMO
ABSTRACT

	PÁG.
1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Objetivos da Tese.....	3
1.2 - Revisão Bibliográfica.....	5
2 - APARATO EXPERIMENTAL	20
2.1 - Circuito de Testes de Evaporação	21
2.2 - Seções de Testes	26
2.3 - Instrumentação.....	27
2.4 - Adição e Medida da Concentração de Óleo	29
2.5 - Aquisição de Dados.....	30
3 - PLANO EXPERIMENTAL.....	34
3.1 - Qualificação do Circuito Experimental.....	35
3.2 - Determinação de Parâmetros Físicos	36
3.3 - Matriz de Experimentos	37
3.4 - Regimes de Escoamento.....	39
3.5 - Metodologia de Análise.....	43
3.5.1 - Perda de Pressão por Atrito	44
3.5.2 - Perda de Pressão devido à Aceleração e Forma (meia curva).....	46
3.5.3 - Influência do óleo	48
3.5.4 - Parâmetros Adimensionais	48
4 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS	52
4.1 - Calibração e Análise de Erros.....	52
4.2 - Perda de Pressão em Tubos Horizontais Retos	54
4.3 - Perda de Pressão em Meias Curvas "Return Bends".....	62
5 - PERDA DE PRESSÃO EM TUBOS RETOS HORIZONTAIS.....	69
5.1 - Correlação dos Resultados Experimentais.....	69
5.1.1 - Perda de Pressão por atrito para refrigerantes puros.....	69
5.1.2 - Perda de Pressão por atrito para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes	74
5.2 - Comparação com Outras Correlações para Tubos Horizontais Retos.....	79

5.3 - Comparação com Resultados Experimentais em Tubos Horizontais Retos.....	88
5.3.1 - Comparação com Resultados Experimentais obtidos na Bancada Experimental Desenvolvida.....	88
5.3.2 - Comparação com Resultados Experimentais Obtidos em Outros Aparatos Experimentais.....	93
6 - PERDA DE PRESSÃO EM MEIAS CURVAS E EFEITO DO ÓLEO.....	102
6.1 - Correlação dos Resultados Experimentais em Meias Curvas.....	102
6.2 - Comparação com Outras Correlações para Meias Curvas.....	106
6.3 - Correlação dos Resultados Experimentais para Misturas Refrigerante-Óleo.....	111
6.4 - Comparação com Outras Correlações para Misturas Refrigerante-Óleo.....	116
7- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	119
7.1 - Conclusões.....	119
7.2 - Recomendações para Trabalhos Futuros.....	124
8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	126

APÊNDICES

APÊNDICE I - Modelo Simples para Cálculo da Perda de Pressão por Atrito
APÊNDICE II - Modelo de Deslizamento de Fases Separadas para Cálculo da Perda de Pressão por Atrito
APÊNDICE III - Procedimentos de Acionamento, Operação e Desligamento do Circuito de Testes de Evaporação
APÊNDICE IV - Procedimentos de Adição, Medida de Concentração e Destilação de Óleo do Circuito de Testes de Evaporação
APÊNDICE V - Tabelas de Calibrações para o Transdutor Diferencial de Pressão Utilizado Contra Padrões de Referência
APÊNDICE VI - Tabelas de Dados de Perda de Carga por Atrito em Tubos Retos utilizando os Refrigerantes R-134a, R-12, MP-39, R-22 e R-32/125
APÊNDICE VII - Tabelas de Dados de Perda de Carga em Meias Curvas Utilizando os Refrigerantes R-134a e R-22
APÊNDICE VIII - Tabelas de Dados de Perda de Pressão Total (Atrito + Aceleração) em Tubos Retos para R-134a, R-12, MP-39, R-22 e R-32/125
APÊNDICE IX - Discussão Teórica Sobre os Valores Limites para o Número de Froude na Correlação para a Perda de Pressão por Atrito
APÊNDICE X - Estimativa das Incertezas nos Cálculos de Perda de Pressão Através dos Dados Experimentais Obtidos

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - " ϕ_u " versus " X_u " obtido por Lockhart-Martinelli para escoamento ar-água. Dados de Jenkins (1947).	8
Figura 1.2 - " ϕ_{Lo}^2 " versus " Γ^{-2} " para $G=1356 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ [Baroczy (1966)].	11
Figura 1.3 - Distribuição de pressão ao longo de um tubo [Ito (1960)]. Curva de 90° com $\delta=0,52$.	16
Figura 1.4 - Correntes secundárias e contornos de velocidade axial para pequenos e grandes valores do número de Dean. "I" denota a parte interna do tubo e "O" a parte externa. $De=D/(320,5)$, i.e. $De=17$ e $De=107$.	17
Figura 1.5 - Esboços dos regimes de escoamento por Alves (1953).	18
Figura 2.1 - Aparato Experimental para estudo da perda de carga e transferência de calor durante escoamento bifásico de refrigerantes.	20
Figura 2.2 - Fotografia do "Chiller" com seu dispositivo de acionamento e mudança de capacidade de remoção de calor (dispositivo de expansão).	21
Figura 2.3 - Circuito de Testes de Evaporação	22
Figura 2.4 - Fotografia do Circuito de Testes de Evaporação juntamente com o Sistema de Aquisição de Dados.	23
Figura 2.5 - Fotografia de vários componentes do circuito de testes de evaporação.	24
Figura 2.6 - Fotografia do Pré-Aquecedor, medidor de vazão e visor de vidro.	25
Figura 2.7 - Seção de Testes para estudo da Perda de Carga em escoamento bifásico.	26
Figura 2.8 - Transdutor diferencial de pressão Sensotec modelo Z.	28
Figura 2.9 - Garrafa de amostragem [Panek (1992)] para medida da concentração em massa de óleo.	30
Figura 2.10 - Fotografia do Computador Macintosh II utilizado na aquisição e no processamento dos dados.	31
Figura 2.11 - Fotografia do programa "WorkBench", onde pode-se observar os ícones de medida, cálculo, apresentação na tela e gravação dos dados.	32
Figura 2.12 - Gráficos e resultados experimentais durante operação do circuito, através do programa "WorkBench".	33
Figura 3.1 - Detalhe da seção de visualização ou filmagem dos regimes de escoamento.	40
Figura 3.2 - Fotografia do regime de escoamento caracterizado como estratificado.	42
Figura 3.3 - Fotografia do regime de escoamento caracterizado como ondulado.	42
Figura 3.4 - Fotografia do regime de escoamento caracterizado como anular.	43
Figura 4.1 - Perda de pressão em função do título médio para o R-134a e R-12.	55
Figura 4.2 - Perda de pressão em função do título médio para diversos refrigerantes.	56
Figura 4.3 - Perda de pressão em função do título. Fluxos de massa 100 a 500 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$.	57
Figura 4.4 - Perda de pressão em função do título médio para o R-134a e temperaturas de saturação variando de 0,0 e 15,0 $^\circ\text{C}$.	58
Figura 4.5 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22 e temperaturas de saturação variando de -5,0 a 15,0 $^\circ\text{C}$.	58

Figura 4.6 - Perda de pressão em função do título médio para fluxos de calor variando entre 5 e 30 kW/m ²	59
Figura 4.7 - Perda de pressão em função do título médio para diferentes valores de diâmetro da seção de escoamento do tubo.....	60
Figura 4.8 - Perda de pressão em função do título médio para concentrações em massa de óleo "ω" de 0, 1, 3 e 5%.....	61
Figura 4.9 - Perda de pressão em função do título médio para R-134a e R-22 (d=0,379).....	63
Figura 4.10 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22 (δ=0,41) e para fluxos de massa de 200, 300 e 400 kg/m ² .s.....	64
Figura 4.11 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22 (δ=0,379) e para fluxos de massa de 200, 300 e 400 kg/m ² .s.....	65
Figura 4.12 - Perda de pressão em função do título médio para temperaturas de saturação de -5,0; 5,0 e 15,0 °C e fluxo de massa de 300 kg/m ² .s (R-22).....	66
Figura 4.13 - Perda de pressão em função do título médio para temperaturas de saturação de -5,0; 5,0 e 15,0 °C e fluxo de massa de 400 kg/m ² .s (R-22).....	66
Figura 4.14 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22, vários parâmetros de meias curvas "δ" e fluxo de massa de 300 kg/m ² .s.....	67
Figura 4.15 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22, vários parâmetros de meias curvas "δ" e fluxo de massa de 400 kg/m ² .s.....	68
Figura 5.1 - Comparação do multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " (equação 43) e experimental.....	72
Figura 5.2 - Efeito de diferentes regimes de escoamento ou " Fr_{Lo} " (0,07 e 0,7) no multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 ", obtidos pelas equações 43a e 43c.....	73
Figura 5.3 - Comparação entre valores do coeficiente "B" determinado pela equação 45 (teórico) e obtidos através da equação 46 (experimentalmente).....	75
Figura 5.4 - Correlação entre o coeficiente "B" obtido experimentalmente versus " X_{tt} ".....	76
Figura 5.5 - Comparação entre o multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " obtido através da equação "47" com aquele obtido experimentalmente.....	77
Figura 5.6 - Correlação entre o coeficiente "B" obtido experimentalmente e o número de Froude " Fr_{Lo} ".....	79
Figura 5.7 - Correlações obtidas para " ϕ_{Lo}^2 " (equações 43 e 47) e por Nelson-Martinelli para escoamento bifásico adiabático de água-vapor à pressão de 69 bar.....	80
Figura 5.8 - Correlações obtidas para " ϕ_{Lo}^2 " (equações 43 e 47) e por Baroczy para escoamento bifásico com " Γ " igual a 5,34 e " G " igual a 350 kg/m ² .s.....	82
Figura 5.9 - Comparação entre a correlação de Chisholm (equação 7) para " ϕ_{Lo}^2 " e valores experimentais utilizando o R-134a e o R-12.....	83
Figura 5.10 - Comparação entre correlação de Chisholm (eq. 44) com Bteo (eq. 45), e dados experimentais utilizando o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125.....	84
Figura 5.11 - Comparação entre correlação de Chisholm (eq. 44) com B=4,8, e dados experimentais utilizando o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125.....	85
Figura 5.12 - Perda de pressão obtida da correlação de Jung e Radermacher (eq. 10) e através dos dados experimentais, utilizando o R-134a e o R-12.....	86

Figura 5.13 - Perda de pressão: Jung/Radermacher (eq. 10) e dados experimentais diabáticos, utilizando o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125.	87
Figura 5.14 - Perda de pressão: Jung/Radermacher (eq. 10) e dados experimentais adiabáticos, utilizando o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125.	88
Figura 5.15 - Comparação da perda de carga obtida do modelo proposto (equações 25, 30, 32 e 43) e experimentalmente, para o R-134a e o R-12.	89
Figura 5.16 - Perda de Carga para o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R-32/125: modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47) e dados experimentais ($d=10,92$ mm).	90
Figura 5.17 - Perda de Carga para o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R-32/125: modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47) e dados experimentais ($d=7,75$ mm).	91
Figura 5.18 - Comparação teórico-experimental da perda de carga para o R-134a e para diferentes fluxos de massa.	92
Figura 5.19 - Comparação teórico-experimental da perda de carga total para o R-134a e fluxo de calor de $5,0$ kW/m ²	93
Figura 5.20 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-12) por Jonhston/Chaddock com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 43).	94
Figura 5.21 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Jonhston/Chaddock com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 43).	95
Figura 5.22 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Anderson et al. com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 43).	96
Figura 5.23 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Chaddock/Noerager com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 43).	97
Figura 5.24 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-12) por Jonhston/Chaddock com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47).	98
Figura 5.25 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Jonhston/Chaddock com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47).	99
Figura 5.26 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Anderson et al. com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47).	100
Figura 5.27 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Chaddock/Noerager com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47).	101
Figura 6.1 - Comparação entre a perda de carga obtida através do modelo proposto (eq. 48 e 49) e dados experimentais para o R-134a e R-22.	104
Figura 6.2 - Comparação teórico-experimental da perda de pressão para o R-22 e para diferentes fluxos de massa numa meia curva com $\delta = 0,41$	105
Figura 6.3 - Comparação teórico-experimental da perda de pressão para o R-22 e para diferentes parâmetros da meia curva iguais a $0,41$ e $0,324$	106
Figura 6.4 - Comparação entre a perda de carga obtida através do modelo de Bo Pierre e dados experimentais, para os refrigerantes R-134a e R-22.	108
Figura 6.5 - Comparação entre a perda de carga obtida através do modelo de Bryan e dados experimentais, para os refrigerantes R-134a e R-22.	109
Figura 6.6 - Comparação entre a perda de carga obtida através do modelo de Geary e dados experimentais, para os refrigerantes R-134a e o R-22.	110
Figura 6.7 - Determinação da razão da perda de carga de uma mistura refrigerante-óleo e aquela obtida pelo refrigerante puro (equação 33), em função de " ω ".	112
Figura 6.8 - Razão média entre a perda de carga para misturas refrigerante-óleo e aquela nas mesmas condições para o refrigerante puro, em função de " ω ".	113

Figura 6.9 - Comparação entre razão de perda de carga para uma mistura refrigerante-óleo e refrigerante puro, da equação 50 e experimentalmente.....	114
Figura 6.10 - Determinação da razão da perda de carga da mistura refrigerante-óleo e aquela obtida pelo refrigerante puro (equação 50), em função de " ω ".....	115
Figura 6.11 - Comparação entre a razão de perda de carga de uma mistura refrigerante-óleo e refrigerante puro, através da equação 11 e experimentalmente.....	117
Figura 6.12 - Determinação da razão entre a perda de carga de uma mistura refrigerante-óleo e do refrigerante puro (equação 11), em função de " ω ".....	118

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Parâmetro geométrico das seções de testes utilizadas para o estudo de meias curvas ("return bends").....	27
Tabela 3.1 - Valores do coeficiente de atrito de Fanning experimentais e das correlações de Haaland e Blasius, para o R-134a (temperatura média de 7 °C).....	36
Tabela 3.2 - Comparação de propriedades físicas para o R-134a, MP-39, R-12, R-22 e R-32/125, à uma temperatura de saturação média de 5 °C.	39
Tabela AV.1 - Calibração do transdutor de pressão realizada pela equipe de trabalho, onde foram utilizados pesos cilíndricos como padrão de referência.	
Tabela AV.2 - Calibração do transdutor de pressão realizada pela equipe de trabalho, onde foram utilizados pesos cilíndricos como padrão de referência.	
Tabela AV.3 - Calibração realizada do transdutor de pressão, onde foi utilizado um manômetro de água como padrão de referência. "H" é a altura deslocada de água em relação à origem graduada do manômetro.	
Tabela AVI.1 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-12 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{Lo}^2 ".	
Tabela AVI.2 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-134a num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{Lo}^2 ".	
Tabela AVI.3 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-22 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{Lo}^2 ".	
Tabela AVI.4 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-32/125 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{Lo}^2 ".	
Tabela AVI.5 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante MP-39 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{Lo}^2 ".	
Tabela AVI.6 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-134a num tubo reto com "d=7.75 mm" e "L=1.27 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{Lo}^2 ".	
Tabela AVII.1 - Dados experimentais obtidos numa Meia Curva de parâmetro geométrico " $\delta=0.410$ " para se obter o coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c ", utilizando o refrigerante R-22.	
Tabela AVII.2 - Dados experimentais obtidos numa Meia Curva de parâmetro geométrico " $\delta=0.379$ " para se obter o coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c ", utilizando o refrigerante R-22.	
Tabela AVII.3 - Dados experimentais obtidos numa Meia Curva de parâmetro geométrico " $\delta=0.324$ " para se obter o coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c ", utilizando o refrigerante R-22.	
Tabela AVII.4 - Dados experimentais obtidos numa Meia Curva de parâmetro geométrico " $\delta=0.379$ " para se obter o coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c ", utilizando o refrigerante R-134a.	

- Tabela AVIII.1 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-12 num tubo reto com " $d=10.92$ mm" e " $L=1.2954$ m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".
- Tabela AVIII.2 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-134a num tubo reto com " $d=10.92$ mm" e " $L=1.2954$ m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".
- Tabela AVIII.3 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-22 num tubo reto com " $d=10.92$ mm" e " $L=1.2954$ m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".
- Tabela AVIII.4 - Dados experimentais obtidos com refrigerante R-32/125 num tubo reto com " $d=10.92$ mm" e " $L=1.2954$ m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".
- Tabela AVIII.5 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante MP-39 num tubo reto com " $d=10.92$ mm" e " $L=1.2954$ m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".
- Tabela AVIII.6 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-134a num tubo reto com " $d=7.75$ mm" e " $L=1.27$ m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".
- Tabela AVIII.7 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-22 num tubo reto com " $d=7.75$ mm" e " $L=1.27$ m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".
- Tabela AVIII.8 - Dados experimentais obtidos com refrigerante R-32/125 num tubo reto com " $d=7.75$ mm" e " $L=1.27$ m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".
- Tabela AX.1 - Incertezas nos cálculos da perda de pressão por atrito (equações 43 e 47) e devido à forma (equação 48), bem como do funcional da razão da perda de pressão com e sem óleo (equação 50).

NOMENCLATURA

Símbolos Romanos

A	área de escoamento (m^2)
B	coeficiente proposto por Chisholm (1973)
C	coeficiente proposto por Chisholm (1967)
d	diâmetro interno do tubo (mm)
D	diâmetro da meia curva (mm)
f	coeficiente de atrito de Fanning
f_c	coeficiente de atrito total equivalente da meia curva (atrito + forma)
g	aceleração da gravidade (m/s^2)
g_{cv}	fator de conversão gravitacional
G	fluxo de massa ($kg/m^2.s$)
h	coeficiente de transferência de calor ($W/m^2.0C$)
H	entalpia específica (kJ/kg)
I	corrente elétrica (mA)
L	comprimento total do evaporador (m)
M	massa (kg)
n	número de experimentos realizados
n_c	número de meias curvas
p	pressão (Pa)
Δp	perda de pressão ao longo do evaporador (Pa)
Q	potência (W)
R	resultado de um conjunto de medidas num experimento
S	razão de escorregamento = V_v/V_l
T	temperatura ($0C$)
V	velocidade média (m/s)
W	vazão (kg/s)
x	título no evaporador (%)
Δx	variação do título ao longo do evaporador (%)
Y_i	variável medida num experimento

Símbolos Gregos

α	fração de vazios (%)
ϵ_c	coeficiente de resistência da meia curva, ie. curva de 180°
ξ	rugosidade absoluta
ϕ	multiplicador de atrito bifásico
μ	viscosidade dinâmica (Pa.s)
ρ	densidade (kg/m ³)
σ	tensão superficial (Pa.m)
v	volume específico (m ³ /kg)
ω	concentração em massa de óleo

Grupos Adimensionais

De	número de Dean, $\sqrt{\frac{d}{D}} \frac{Gd}{\mu}$
De _l	número de Dean para a fase líquida, $\sqrt{\frac{d}{D}} \frac{G(1-x)d}{\mu_l}$
δ	parâmetro de meia curva, $\sqrt{\frac{d}{D}}$
Fr _{Lo}	número de Froude, $\frac{G^2}{\rho_l^2 g d}$
Γ	índice de propriedades, $\left\langle \frac{\rho_l}{\rho_v} \right\rangle^{0,5} \left\langle \frac{\mu_v}{\mu_l} \right\rangle^{0,125}$
K _f	número de ebulição, $\left\langle \frac{H_s - H_e}{Lg} \right\rangle$
Re _{Lo}	número de Reynolds, $\frac{Gd}{\mu_l}$
X _{tt}	parâmetro de Lockhart-Martinelli, $\left\langle \frac{1-x}{x} \right\rangle^{0,875} \left\langle \frac{\rho_v}{\rho_l} \right\rangle^{0,5} \left\langle \frac{\mu_l}{\mu_v} \right\rangle^{0,125}$
We _{Lo}	número de Weber, $\frac{G^2 d}{\rho_l \sigma}$

Subscritos

a	atrito
acc	aceleração
bi	bifásico
c	relativo à meia curva ou curva de 180°
f	fluido refrigerante
calc	calculado através de correlação
exp	determinado experimentalmente
e	entrada da seção de testes
l	líquido saturado
L	somente fase líquida escoando no tubo
Lo	todo o fluido escoando na fase líquida
m	média
o	óleo
pa	pré-aquecedor
rp	refrigerante puro
s	saída da seção de testes
sat	saturação
st	seção de testes
su	superfície de aquecimento
To	todo o fluido escoando na fase líquida (atrito + aceleração)
v	vapor saturado
V	somente fase vapor escoando no tubo
Vo	todo o fluido escoando na fase vapor
teo	determinado teoricamente
tt	turbulento-turbulento

Ed. N° 232 F/52
ok. Cad. Resumo.
Defesa: 16/02/95
FT- 825

Adriano Lobo de Souza

**DETERMINAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DA PERDA DE CARGA
DURANTE EVAPORAÇÃO DE REFRIGERANTES PUROS E MISTURAS
REFRIGERANTE-ÓLEO EM TUBOS HORIZONTAIS E EM MEIAS CURVAS**

RESUMO

ABSTRACT

A single tube evaporator test facility capable of measuring pressure drop and heat transfer coefficients inside horizontal straight tubes and return bends has been designed and developed. Baseline testing with R-12 and R-22, and testing with R-134a, MP-39 and R-32/125 have been completed. Tests were conducted using pure refrigerants and refrigerant-oil mixtures. For the refrigerant-oil testing, PAG (Polyalkylene Glycol) and ester oils were added to R-134a and mineral oils were added to R-12 with the oil concentration varying from 0.0 to 5.0 percent by weight. The observed flow regimes were in general stratified, wavy, annular and spray, however were predominantly annular for high mass fluxes and predominantly stratified-wavy for low mass fluxes. A new correlation for two-phase frictional pressure drop inside horizontal straight tubes was developed for pure and mixed refrigerants, using the Separated Flow Model, the Lockhart-Martinelli parameter " X_{ff} " and an adequate property index " Γ ". Also, a new correlation for pressure drop due to form or angular momentum variation was developed for two-phase flow of refrigerants in return bends, using the Lockhart-Martinelli parameter " X_{ff} ", the Dean number " De_l " for the liquid phase, the Reynolds number if the total mixture flows as a liquid " Re_{L0} " and a return bend geometric parameter " δ ". A model to determine the acceleration pressure drop was suggested, for which the void fraction was determined by Zivi's correlation (1964). The total pressure drop for two-phase flow calculated from the proposed frictional correlation, the suggested acceleration model and the proposed angular momentum correlation, predicted the data well within the range of variation of the parameters considered in this study. In addition, a functional dependence between the ratio of the pressure drop with and without oil and the oil concentration by mass " ω " was developed for two-phase flow in horizontal straight tubes. When compared to the obtained experimental data, the mean relative error for the frictional pressure drop correlation was 8.2 percent, for the form (return bend) pressure drop correlation was 10.9 percent and for the functional dependence between the ratio of the pressure drop with an without oil was 8.0 percent.

1 - INTRODUÇÃO

Os clorofluorcarbonos (CFCs), desenvolvidos há aproximadamente 60 anos, detêm certas características como baixa toxicidade, não corrosividade, não inflamabilidade, compatibilidade com muitos materiais e, principalmente, propriedades termodinâmicas e físicas que os tornam ideais para uma imensa variedade de aplicações. Devido ao fato da alta estabilidade química destes compostos quando acoplados ao componente cloro, é que os tem identificado com a degradação da camada de ozônio [Du Pont (1989)]. Através da procura de refrigerantes alternativos por empresas químicas, como a Du Pont e Allied Signal, foram identificados até o momento os hidrofluorcarbonos (HFCs) e os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) como os candidatos mais prováveis para substituir os CFCs e proteger o meio ambiente.

Os HFCs não tem o componente cloro, e portanto um potencial nulo de destruição da camada de ozônio. Já os HCFCs, com a adição do hidrogênio (H) à estrutura do CFC, permite virtualmente a liberação de todo o cloro nas camadas inferiores da atmosfera antes que estes atinjam a camada de ozônio, e portanto os HCFCs tem um potencial bem menor de destruição da camada de ozônio, variando de 2 a 10 % daquele dos CFCs. Além disto, o componente hidrogênio torna os compostos HFCs e os HCFCs bem menos estáveis na atmosfera do que os CFCs, e portanto com um tempo de vida médio bem inferior (variando de 2 a 25 anos) quando comparados ao CFCs (aproximadamente 100 anos ou mais).

No decorrer dos últimos anos tem sido demonstrado conclusivamente que os CFCs contribuem para o esgotamento da camada de ozônio, culminando assim com a formulação do Protocolo de Montreal em 1987, cujo protocolo estabelece a completa eliminação dos CFCs até o ano 2000 [Du Pont (1989)]. Por esta razão, bem como pela necessidade de redução do consumo energético, a procura de fluidos alternativos e a capacitação de análise dos mecanismos de perda de carga e transferência de calor nos

trocadores de calor é imperiosa para a indústria de refrigeração e ar condicionado, bem como para aplicações relacionadas a indústria química e de geração de potência.

A perda de carga do refrigerante em evaporadores frigoríficos deve ser limitada, uma vez que perdas de carga elevadas resultam em pressões de aspiração reduzidas no compressor, o que implica numa redução do seu rendimento volumétrico. Além disto, uma instalação frigorífica eficiente envolve um compromisso entre a perda de carga e a intensificação da transferência de calor nos trocadores de calor, e em especial nos evaporadores. Devido as diferenças nas propriedades físicas, a avaliação da perda de pressão para estes novos refrigerantes, já em uso na indústria de refrigeração e ar condicionado, é vital para o projeto adequado dos evaporadores.

Apesar do progresso e da existência de vários estudos teóricos e experimentais publicados sobre perda de pressão [eg., Tong (1967), Wallis (1969) e Chisholm (1983)], uma necessidade considerável existe para o estudo de correlações que predizem de forma prática e precisa a perda de pressão quando do escoamento bifásico de refrigerantes tanto em tubos retos quanto em meias curvas "return bends".

A maioria dos sistemas frigoríficos operam com o ciclo de compressão a vapor, e portanto uma mistura refrigerante-óleo é encontrada escoando nestes sistemas, com uma pequena quantidade de óleo lubrificante. Este óleo é necessário para lubrificação dos compressores. No entanto, a presença do óleo no refrigerante pode afetar significativamente a perda de carga e o coeficiente de transferência de calor nos trocadores de calor de circuitos frigoríficos [Chaddock (1976)].

Consequentemente, existe uma necessidade considerável de estudos teóricos e experimentais, bem como procedimentos para a análise, obtenção e estimativa da perda de pressão de uma forma precisa e eficaz, nos devidos limites de aplicação para evaporadores frigoríficos quando do escoamento bifásico de refrigerantes puros e misturas refrigerante-óleo.

Um circuito experimental foi desenvolvido no Centro de Refrigeração e Ar Condicionado (ACRC) da Universidade de Illinois em Urbana-Champaign, a fim de

estudar as características de perda de pressão e transferência de calor quando da evaporação de refrigerantes puros e misturas refrigerante-óleo, com enfoque principal para os novos refrigerantes seguros à integridade da camada de ozônio [Wattelet (1991), Panek (1992) e Souza et al. (1992b)].

Portanto, é proposto neste trabalho um estudo teórico experimental para análise e avaliação da perda de pressão em tubos retos e em meias curvas "return bends" durante evaporação horizontal de misturas bifásicas turbulentas, nos limites de aplicação para ar condicionado e refrigeradores domésticos. A perda de pressão por atrito poderá então ser obtida através de uma rápida integração numérica ao longo do tubo de evaporação, que somada a perda de pressão devido à aceleração e à variação do momentum angular, resultará na perda de pressão total no evaporador.

1.1 - Objetivos da Tese

Um estudo teórico e experimental criterioso e detalhado para avaliação da perda de pressão em tubos horizontais retos (i.e., perda de pressão por atrito e aceleração) e da perda de pressão em meias curvas (i.e., perda de carga por forma) durante escoamento bifásico turbulento de refrigerantes puros e misturas refrigerante-óleo, é o principal objetivo deste trabalho de tese, visando principalmente a aplicação em evaporadores usados na indústria de refrigeração e ar condicionado. Basicamente foram utilizados os refrigerantes R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R-32/125, e também misturas refrigerante-óleo, com um enfoque principal para os refrigerantes seguros à integridade da camada de ozônio.

O circuito experimental que foi construído, juntamente com as diversas seções de testes, tem como principal objetivo prover dados experimentais confiáveis e suficientemente precisos para a determinação da perda de carga e do coeficiente de transferência de calor. Foram realizados testes experimentais com refrigerantes puros, misturas de refrigerantes (e.g., zeotropos e azeotropos) e misturas refrigerante-óleo.

O objetivo principal de avaliar também os CFCs, é a fim de criar uma base de dados confiáveis para comparação dos resultados obtidos com os novos refrigerantes substitutos similares, no que tange ao desempenho e eficácia em evaporadores frigoríficos.

Antes da obtenção de correlações práticas para determinação da perda de carga, os regimes de escoamento para todas as condições de testes foram apropriadamente determinados, ou através de observação em visores de vidro estrategicamente localizados no circuito de testes, ou através de filmes à alta velocidade realizados com uma filmadora colocada estrategicamente em frente a estes visores. Segundo França et al. (1991), ainda não há atualmente um método globalmente aceito que objetivamente identifique os regimes de escoamento, apesar destes trabalhos terem contribuído para um melhor entendimento teórico da classificação dos regimes de escoamento.

Além disto, um estudo criterioso foi realizado para a verificação de parâmetros adimensionais como os de Lochhart-Martinelli, o número de Froude e o número de Dean, bem como de todas as propriedades físicas, termodinâmicas e de transporte que possam efetivamente influenciar a perda de carga na seção de testes. Para isto, uma análise detalhada da sensibilidade destes parâmetros foi realizada, como por exemplo, com relação a variações do diâmetro, título médio, temperatura de saturação, fluxo de massa, concentração em massa de óleo, etc.

A interpretação dos mecanismos que governam os fenômenos observados com a conseqüente formulação de modelos semi-empíricos para a determinação do balanço de forças no refrigerante, ou seja, para avaliação da perda de pressão, foi extensamente realizada.

Finalmente, com as novas correlações obtidas em forma de equações algébricas práticas, programas largamente divulgados de uso em micro-computadores, podem ser facilmente implementados e utilizados em projetos ou análise dos novos

evaporadores que serão desenvolvidos pela indústria de refrigeração e ar condicionado nos próximos anos durante o processo de eliminação dos CFCs.

1.2 - Revisão Bibliográfica

Schlager et al. (1988) fizeram uma larga busca bibliográfica enfatizando o efeito do óleo na transferência de calor e perda de carga de refrigerantes durante evaporação e condensação, tanto quanto uma revisão de técnicas passivas para a intensificação da transferência de calor durante escoamento bifásico de refrigerantes. Um outro estudo detalhado também foi feito por Schlager et al. (1990), a fim de obterem correlações publicadas na literatura disponível para avaliação do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga durante escoamento bifásico de refrigerantes, para tubos lisos ou com dispositivos internos para intensificação da transferência de calor, bem como quando do escoamento de refrigerantes puros ou de misturas refrigerante-óleo.

Várias referências bibliográficas publicadas na literatura disponível [ie., Levy (1960), Hatch et al. (1962), Dukler et al. (1964), Johnston et al. (1964), Anderson et al. (1966), Chaddock et al. (1966), Soumerai (1966), Scheideman et al. (1975), Taniguchi (1985) e Schlager et al. (1990)] apresentam estudos sobre perda de pressão em tubos lisos quando do escoamento bifásico de refrigerantes puros e misturas refrigerante-óleo, os quais em sua grande maioria utilizaram modelos físicos e correlações descritas em trabalhos citados nesta revisão bibliográfica. Apesar disto, estas referências introduziram uma base mais diversificada a este trabalho, principalmente no que tange a conceitos e melhor entendimento dos fenômenos físicos envolvidos no processo de perda de carga em escoamento bifásico, bem como quando da comparação de correlações que foram desenvolvidas neste trabalho contra dados experimentais disponíveis publicados nestas bibliografias.

Johnston e Chaddock (1964) desenvolveram um aparato experimental para estudo das características de perda de carga e transferência de calor durante

escoamento bifásico horizontal em circulação natural, utilizando os refrigerantes R-12 e R-22 à temperaturas de evaporação abaixo de zero grau Fahrenheit. A seção de testes utilizada por Johnston e Chaddock tem um diâmetro interno de 11,684 mm e o comprimento de 1,9812 m, sendo que somente foram realizados testes com os refrigerantes puros, e portanto, não foi estudado o efeito do óleo. Uma vez que o escoamento é feito por circulação natural, a perda de carga na seção de testes é geralmente bem mais baixa (menor que 2 kPa) que aquela encontrada em circuitos com circulação forçada, e portanto foram utilizados menos dados experimentais obtidos em suas publicações devido às grandes incertezas encontradas para pequenos valores de perda de carga (menores que 0,5 kPa). Consequentemente, estes resultados experimentais foram inclusos neste trabalho para que apenas uma verificação do comportamento das correlações aqui desenvolvidas seja avaliado quando do escoamento bifásico horizontal de refrigerantes em circuitos com circulação natural, apesar destas correlações desenvolvidas serem para circuitos com circulação forçada.

Anderson, Rich e Geary (1966) também desenvolveram um aparato experimental para estudo das características de perda de carga e transferência de calor durante escoamento bifásico horizontal em convecção forçada, utilizando para a circulação do refrigerante R-22 um compressor operando à 1160 rpm. A seção de testes utilizada por Anderson et alli, tem um diâmetro interno de 16,891 mm e um comprimento de 2,3876 m, sendo que a temperatura de evaporação foi mantida em torno de aproximadamente 4,4 °C. Também não foi estudado o efeito do óleo, uma vez que os testes experimentais foram realizados utilizando um separador de óleo, e então, o refrigerante R-22 continha somente uma pequena parcela de óleo lubrificante (concentrações em massa de óleo iguais ou menores que 0,001 %). Foi utilizado um manômetro tubo em "U" para as medidas experimentais da perda de carga.

Chaddock e Noerager (1966) desenvolveram estudos de características de perda de carga e transferência de calor durante escoamento bifásico horizontal em convecção forçada. O aparato experimental contém tubos de aço inox aquecidos

eletricamente e uniformemente, e utiliza um compressor para a circulação do refrigerante R-12. A seção de testes utilizada por Chaddock e Noerager tem um diâmetro interno de 11,684 mm e o comprimento de 1,9812 m (valores iguais aqueles utilizados por Johnston e Chaddock), sendo que a temperatura de evaporação e o título na entrada da seção de testes, foram mantidos em torno de aproximadamente 12 °C e 20 %, respectivamente. Também não foi estudado o efeito do óleo, uma vez que os testes experimentais foram realizados utilizando um separador de óleo, e então, o refrigerante R-12 continha somente uma pequena parcela de óleo lubrificante (concentrações em massa de óleo de aproximadamente 0,1 %).

Um dos primeiros modelos de deslizamento utilizados para estimar a perda de pressão por atrito em escoamento bifásico de fluidos, foi desenvolvido por Lockhart-Martinelli (1947) e Martinelli-Nelson (1948). A correlação obtida através deste modelo, é basicamente um balanço entre a perda de pressão e a tensão de cisalhamento. Será sugerida uma versão aprimorada deste método, onde importantes condições de contorno e diferentes tipos de fluidos refrigerantes, incluindo azeotropos e zeotropos, serão considerados para a elaboração de uma nova correlação semi-empírica para o cálculo da perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico. As correlações gráficas sugeridas por Lockhart-Martinelli e Martinelli-Nelson, foram obtidas utilizando ar e diversos líquidos como água, benzeno e querosene, em tubos com diâmetro interno variando de 1,5 a 2,6 cm. Neste estudo, Lockhart-Martinelli consideraram quatro tipos de escoamento isotérmico bifásico, onde cada uma das fases possa ser classificada como escoamento laminar ou escoamento turbulento. Já Martinelli-Nelson sugeriram que as correlações fossem baseadas no conhecimento da perda de pressão com 100 % da fase líquida escoando no tubo, ou seja, " ϕ_{L0} ". Conforme mencionado pelos próprios autores, esta análise é limitada na medida em que o modelo não é aplicável para escoamento estratificado, pois neste caso devido a existência de um gradiente hidráulico, a perda de pressão é diferente nas duas fases. A Figura 1.1 mostra uma correlação gráfica obtida por Lockhart-Martinelli para escoamento simultâneo de água e ar, onde é apresentado o

parâmetro " ϕ_u " ou " ϕ_v " (multiplicador de atrito bifásico para o vapor) contra o parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ". É importante observar que apesar de Lockhart-Martinelli e Martinelli-Nelson terem sido dos primeiros autores a propor um modelo semi-empírico para cálculo da perda de carga durante escoamento bifásico utilizando misturas líquido-gás, a maioria dos trabalhos na literatura consultada utilizam estas correlações gráficas para efeito de cálculo ou comparação da perda de pressão por atrito, ou se baseiam em seus modelos para desenvolvimento de novas correlações aplicadas aos mais diversos tipos de fluidos comumente utilizados em aplicações de engenharia.

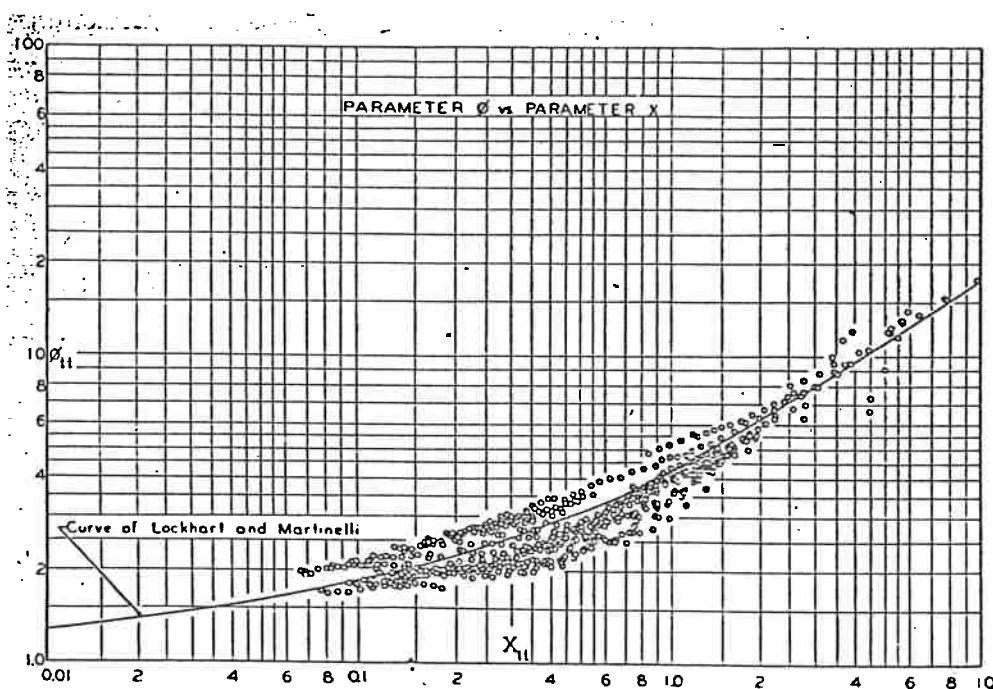


Figura 1.1 - " ϕ_u " versus " X_{tt} " obtido por Lockhart-Martinelli para escoamento ar-água. Dados de Jenkins (1947).

Bo Pierre (1964) estudou a resistência ao escoamento dos fluidos refrigerantes R-12 e R-22 puros e na presença de óleo, onde foram usados manômetros de mercúrio para a medida da perda de carga em tubos horizontais retos e em meias curvas (return bends). As condições dos experimentos foram as seguintes: temperaturas de saturação no evaporador variaram desde +10 °C até -20 °C, fluxos de massa variando

de 25 até 350 kg/m².s, título variando de 10 % a vapor superaquecido na saída, e óleo nas concentrações de 0 até 12 % em volume. Bo Pierre conclui que a perda de pressão devido ao atrito mais o termo de aceleração no evaporador pode ser obtida através da seguinte equação:

$$\frac{\Delta p}{L} = \left\langle f + \left\langle \frac{x_s - x_e}{x_{\text{exp}}} \right\rangle \frac{d}{L} \right\rangle \frac{G^2}{d} \nu_f \quad (1)$$

onde $x_{\text{exp}} = 4.4d^{0.25}/L^{0.5}$ foi determinado experimentalmente e ν_f é o volume específico na condição de saturação quando $x = x_{\text{exp}}$. O coeficiente de atrito foi determinado por Bo Pierre e expresso matematicamente através de:

$$f = 0,0185 \left[K_f / \text{Re}_{LO} \right]^{0,25} \quad [\text{refrigerante puro}] \quad (2)$$

$$f = 0,053 \left[K_f / \text{Re}_{LO} \right]^{0,25} \quad [\text{refrigerante + óleo}] \quad (3)$$

Já a perda de pressão na meia curva, i.e. por forma, foi obtida por Bo Pierre através da seguinte equação:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\varepsilon_c}{2} n_c G^2 \nu_f \quad (4)$$

onde o coeficiente de resistência na meia curva " ε_c " foi determinado experimentalmente como $\varepsilon_c = \{0,8 - 1,0\}$ para o refrigerante puro e $\varepsilon_c = \{1,1 - 1,3\}$ para misturas refrigerante-óleo.

Thom (1964) desenvolveu correlações gráficas para estimar a perda de pressão por atrito, por aceleração e gravitacional quando do escoamento bifásico forçado de água. Thom utilizou o método sugerido por Martinelli-Nelson (1948) para a avaliação da perda de pressão por atrito, e incluiu o termo de aceleração e gravidade para evaporação em tubos retos verticais. A perda de pressão total é então dada pela seguinte equação:

$$\Delta p = \nu_f G^2 r_2 + \frac{2 f \nu_f G^2 L r_3}{d} + \frac{g L r_4}{\nu_f} \quad (5)$$

onde r_2 , r_3 e r_4 são respectivamente, os termos multiplicadores para a perda de pressão devido a aceleração, ao atrito e à gravidade, obtidos através de tabelas ou curvas publicadas no mesmo trabalho [Thom (1964)].

Baroczy (1966) também determinou correlações gráficas sistemáticas para a avaliação dos multiplicadores bifásicos de atrito, e conseqüentemente, da perda de pressão por atrito em escoamento bifásico para diversos fluidos, baseadas em dados experimentais obtidos com água-vapor, ar-água e mercúrio-nitrogênio, para grandes variações de títulos e fluxos de massa (340 a 4070 kg/m².s). Apesar de correlações gráficas serem menos práticas quando comparadas com aquelas que utilizam equações algébricas, estes trabalhos são úteis para um bom entendimento de fenômenos físicos associados a perda de carga durante escoamento bifásico, bem como de parâmetros adimensionais que possam estar associados ao processo. A Figura 1.2 mostra uma das correlações gráficas apresentadas por Baroczy, obtida para um fluxo de massa igual a 1356 kg/m².s. Nesta figura é apresentado o parâmetro " ϕ_{LO}^2 " (multiplicador de atrito bifásico) como função do parâmetro físico de propriedades " Γ^{-2} ".

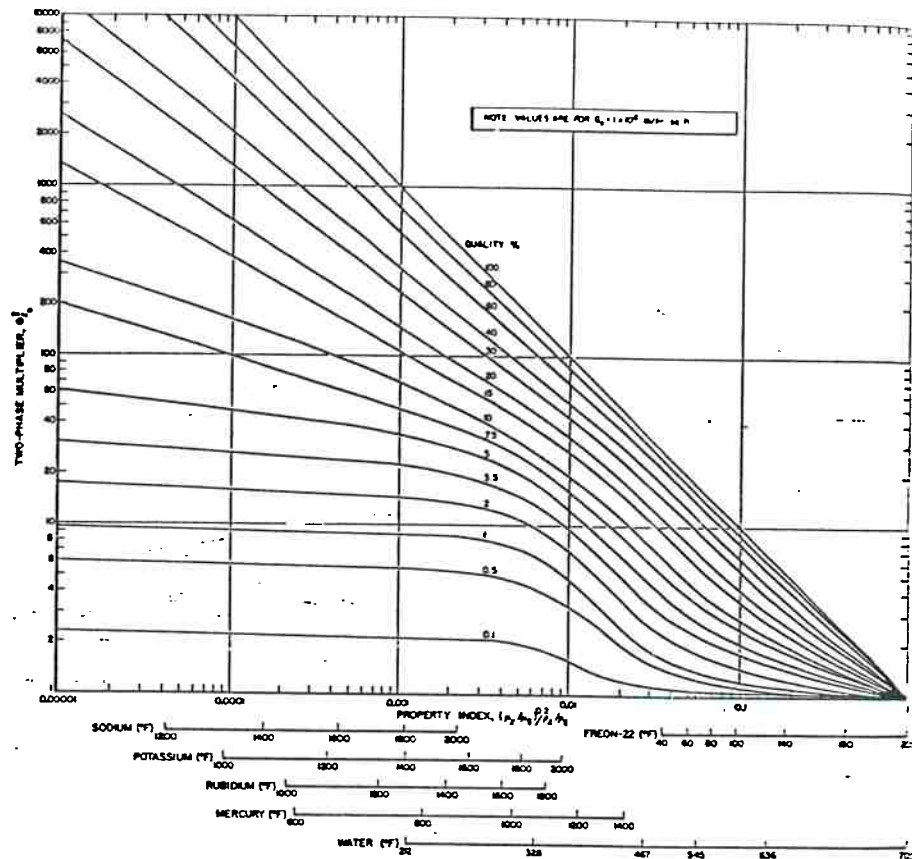


Figura 1.2 - " ϕ_{LO}^2 " versus " Γ^{-2} " para $G=1356 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ [Baroczy (1966)].

Chisholm (1967, 1973) publicou importantes trabalhos nesta área, um deles baseado nas correlações gráficas obtidas por Baroczy, apesar de concluir que estas correlações podem subestimar o cálculo da perda de pressão por atrito em situações especiais, e determinou modelos e correlações algébricas para o cálculo da perda de pressão por atrito em escoamento bifásico, também aplicados para diversos fluidos. Duas correlações teóricas para os multiplicadores bifásicos " ϕ_L^2 " e " ϕ_{LO}^2 " foram sugeridas por Chisholm em 1967 e 1973, respectivamente, utilizadas para o cálculo da perda de pressão por atrito, e podem ser expressas matematicamente por:

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X_u} + \frac{1}{X_u^2} \quad (6)$$

$$\phi_{LO}^2 = 1 + \langle \Gamma^2 - 1 \rangle \left\langle B \langle x(1-x) \rangle^{(2-n)/2} + x^{(2-n)} \right\rangle \quad (n=0,25, \text{Blasius}) \quad (7)$$

onde o coeficiente "C" proposto por Chisholm, foi obtido assumindo um coeficiente de atrito médio para ambas as fases independente do número de Reynolds, expresso pela seguinte equação:

$$C = \frac{1}{S} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} + S \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (8)$$

sendo S a razão de deslizamento. O coeficiente "B" (método proposto por Chisholm) pode ser obtido experimentalmente, ou também teoricamente assumindo que o coeficiente de atrito para cada fase seja dado por uma correlação tipo Blasius (equação 27) através da seguinte equação:

$$B_{teo} = \frac{C\Gamma - 2^{(2-n)} + 2}{\Gamma^2 - 1} \quad (n=0,25, \text{ Blasius}) \quad (9)$$

Chisholm concluiu que a equação 7 prevê com melhor precisão a perda de carga durante escoamento bifásico quando comparada à equação 6, para aplicações práticas de engenharia. No entanto, Chisholm também concluiu que a equação 7 subestimou consideravelmente os resultados de perda de carga obtidos por Petrick (1958), para escoamento horizontal de água-vapor onde os fluxos de massa estudados foram menores que 700 kg/m².s. Chisholm (1968) desenvolveu uma correlação para o cálculo da perda de pressão por atrito para água-vapor em tubos retos nas pressões de 3 a 17,5 MPa, que explicitamente inclui a influência do parâmetro fluxo de massa "G". Esta correlação foi comparada aos dados experimentais obtidos por Isbin et al. (1959) e outros, para tubos lisos e rugosos, e os resultados foram considerados satisfatórios.

Da mesma forma, Jung e Radermacher (1989) obtiveram uma equação algébrica para determinar o multiplicador bifásico total (atrito + aceleração) para a fase líquida " ϕ_{T0}^2 ", durante escoamento horizontal anular utilizando refrigerantes puros e misturas de refrigerantes, i.e. R-22, R-114, R-12 e R-152a, correlacionado-o apenas contra o parâmetro de Lockhart-Martinelli, cuja equação pode ser descrita por:

$$\phi_{T0}^2 = 12,82 X_w^{-1,47} (1-x)^{1,8} \quad (10)$$

Esta correlação foi obtida assumindo que a perda de pressão total (i.e., atrito mais aceleração) durante evaporação horizontal destes refrigerantes, pode ser calculada considerando somente o parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ". Foram coletados mais de 600 dados experimentais na condição de escoamento anular, onde o intervalo de fluxos de massa utilizados na obtenção desta correlação foi de 230 a 720 kg/m².s, e de fluxos de calor foi de 10 a 45 kW/m². Nenhuma dependência da composição na perda de pressão foi encontrada pelos autores para as misturas de refrigerantes analisadas. Apesar dos testes experimentais terem sido realizados com adição de calor na seção de testes, ou seja não adiabática, o termo de aceleração foi considerado muito pequeno (segundo Jung e Radermacher, menor que 10% da perda de pressão total) e incluso de forma global no multiplicador bifásico " ϕ_{TO} ". O fato de considerar as contribuições do atrito e aceleração de forma global num único termo para a correlação do cálculo da perda de pressão total no evaporador, além de conceitualmente incorreto, induz numa tendência desta correlação em superestimar resultados experimentais para testes em condições de pequenos valores fluxos de calor (aproximadamente adiabáticos) e subestimá-los para grandes valores de fluxos de calor (acima de 45 kW/m²).

Tichy et alli (1985) estimaram a perda de pressão em tubos horizontais durante evaporação e condensação em convecção forçada de misturas refrigerante-óleo, através de uma correlação de perda de pressão para o refrigerante puro multiplicada por uma função polinomial da concentração em massa de óleo " ω ". Uma função quadrática da concentração em massa de óleo foi usada para determinação do efeito do óleo na perda de pressão. Já para a determinação da perda de pressão " Δp_{calc} " calculada para o refrigerante puro, foi utilizada a correlação de Dukler II [Dukler et al. (1964)] desenvolvida para a determinação da perda de pressão por atrito, e para o cálculo da perda de pressão por aceleração foi utilizado um modelo homogêneo quando da avaliação da fração de vazios. A correlação obtida foi posteriormente corrigida por Schalager et alli (1990), e pode ser expressa por:

$$\Delta p_o = \Delta p_{calc} [1 + 41,3\omega - 479,0\omega^2] \quad (11)$$

onde na correlação original o sinal do fator 479.0 era positivo, no entanto, este deve ser negativo a fim de ser consistente com os gráficos e conclusões do trabalho original [Tichy et alli (1985)].

Bryan (1993) fez estudos experimentais e teóricos da perda de carga durante escoamento bifásico adiabático horizontal turbulento em meias curvas, utilizando o refrigerante R-22. Bryan concluiu que a perda de carga devido à meia curva pode ser de até 30 % da perda de carga total num típico evaporador tipo serpentina, e ainda, que esta estaria associada com a mudança do momentum angular do fluido ao passar pela meia curva. Bryan desenvolveu uma correlação semi-empírica para o cálculo da perda de pressão devido à forma ou variação do momentum angular numa meia curva (return bend), através da determinação do coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c " como função do parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ", do número de Reynolds para a fase líquida " Re_l " e de um parâmetro geométrico da meia curva " δ ". A equação obtida por Bryan para determinar a perda de carga pode ser expressa através de:

$$\Delta p_c = \frac{6,93 \cdot 10^{-5} \delta Re_l G^2}{X_{tt}^{0,712} \rho_m} \quad (12)$$

onde " ρ_m " é a densidade média da mistura bifásica. É bom lembrar que Bryan utilizou praticamente os mesmos dados experimentais utilizados neste trabalho para estudo de meias curvas à exceção daqueles para o refrigerante R-134a, e conseqüentemente, Bryan só determinou, comparou e validou sua correlação para o refrigerante R-22.

Geary (1975) conduziu estudos de perda de pressão utilizando R-22 à temperatura de saturação de 4,4 °C, durante escoamento bifásico adiabático em meias curvas "return bends". As condições e dimensões das meias curvas utilizadas no circuito experimental, foram aquelas encontradas usualmente em aplicações de ar condicionado. Geary utilizou para a determinação da perda de pressão total na meia curva (i.e. por atrito e variação do momentum angular), o mesmo procedimento utilizado por outros autores para a determinação da perda de pressão em tubos retos, i.e., o fator de atrito na fórmula de Darcy (equação 26) como função de parâmetros e adimensionais que

conhecidamente podem afetar a perda de carga numa meia curva. A equação obtida por Geary para o cálculo da perda de pressão total numa meia curva ("return bend") pode ser expressa matematicamente por:

$$\Delta p = \frac{5,58 \cdot 10^{-6} \text{Re}_v^{0,5}}{\exp(0,215D/d)x^{1,25}} \frac{L_c V_v^2 \rho_v}{d 2g_{cv}} \quad (13)$$

É importante observar que a constante $5,58 \cdot 10^{-6}$ na equação 13 tem dimensões de $(\text{ft}^2/\text{in}^2)$ [Bryan et al. (1993)]. Apesar de recomendar esta equação para propósitos de projeto em aplicações típicas de ar condicionado, a equação 13 é conceitualmente incorreta e limitada devido à avaliação incorreta do fenômeno físico que ocorre numa meia curva, bem como dos limites desta correlação quando da aproximação para a condição de líquido ou vapor ($x=0$ ou $x=1$).

Apesar de realizar extensivos estudos experimentais durante escoamento turbulento monofásico, e também não ter dado um tratamento teoricamente apropriado (e.g., verificação de condições de contorno) para determinar a perda de carga em tubos lisos curvos verticais, o trabalho de H. Ito (1959,1960) foi muito importante para o entendimento dos fenômenos físicos e parâmetros adimensionais envolvidos no processo de perda de carga durante escoamento bifásico. Para a ordem de grandeza dos parâmetros adimensionais estudados neste trabalho e durante escoamento monofásico turbulento numa meia curva, Ito propôs para o coeficiente de atrito total equivalente " f_c ", que inclui o termo devido a tensão de cisalhamento e aquele devido à forma ou variação do momentum angular, a seguinte equação:

$$f_c = \frac{0,079 \delta^{0,2}}{\text{Re}^{0,2}} \quad \text{para} \quad \text{Re} \delta^4 > 6 \quad (14)$$

Segundo Ito, os resultados das correlações empíricas apresentadas para as curvas de 45, 90 e 180 ° (graus) foram bons quando comparados com os dados experimentais obtidos pelo próprio. A Figura 1.3 apresenta um exemplo típico de distribuição de pressão medida por Ito (1960), ao longo de uma curva de 90 ° (graus) em posições

estratégicamente localizadas na seção de escoamento, e.g. lado interno e externo do tubo de escoamento.

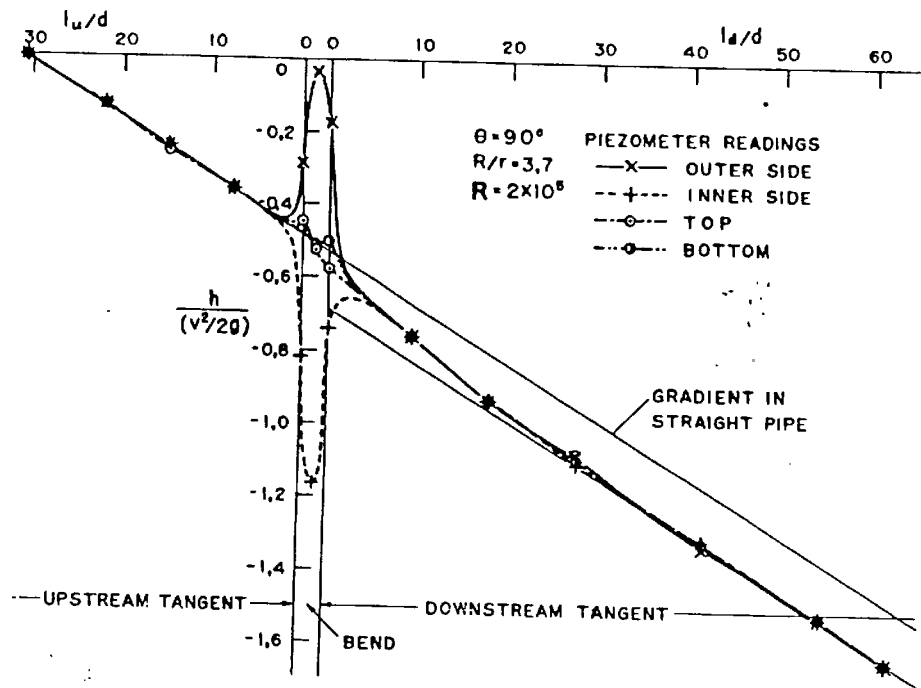


Figura 1.3 - Distribuição de pressão ao longo de um tubo [Ito (1960)]. Curva de 90° com $\delta=0,52$.

Berger e Talbot (1983) apresentou um grande estudo bibliográfico e teórico sobre escoamento em tubos curvos. Este trabalho também foi muito importante na caracterização teórica dos parâmetros adimensionais que afetam a perda de carga, bem como no entendimento da fenomenologia que ocorre durante escoamento de fluidos numa meia curva "return bend". Neste trabalho se mostra claramente, aplicando a equação de Navier-Stokes para escoamento estacionário monofásico completamente desenvolvido, que os números adimensionais " δ " e " De " caracterizam o escoamento em tubos curvos nestas condições. A Figura 1.4 apresenta soluções numéricas para escoamento completamente desenvolvido obtidas por McConalogue & Srivastava 1968 [Berger et al. (1983)] para números de Dean variando de 17 a 107. Pode-se também observar claramente através do estudo bibliográfico feito por Berger, que existe uma

quantidade muito pequena de trabalhos na literatura sobre estudos de escoamento multifásico em tubos curvos, principalmente no que se refere à perda de carga.

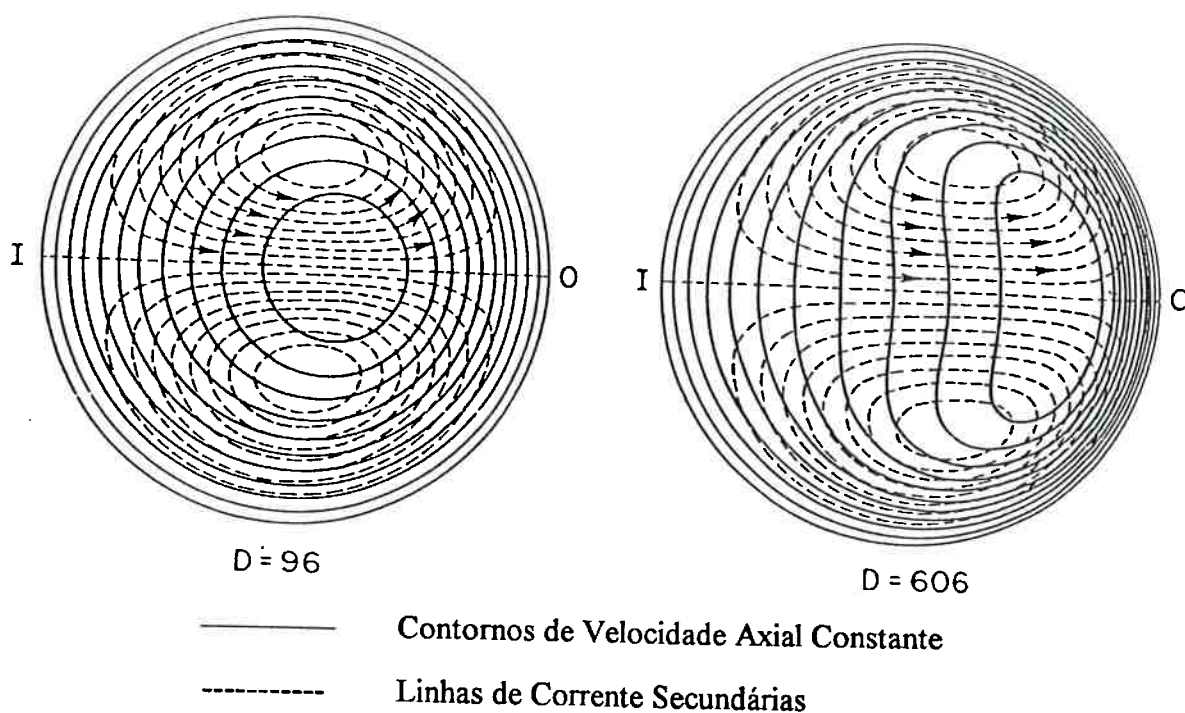


Figura 1.4 - Correntes secundárias e contornos de velocidade axial para pequenos e grandes valores do número de Dean. "I" denota a parte interna do tubo e "O" a parte externa. $De = D/(32^{0.5})$, i.e. $De = 17$ e $De = 107$.

Matsui (1984 e 1986) usou flutuações de pressões diferenciais para identificar os regimes de escoamento em misturas de gás nitrogênio e água em tubos verticais, uma vez que as flutuações ocorridas durante o escoamento são fortemente relacionadas com a configuração do escoamento. Os regimes foram classificados através de características peculiares de propriedades estatísticas das flutuações. Os resultados mostraram que é possível identificar os regimes de escoamento através da forma das distribuições de frequência, i.e. da Densidade Espectral de Potência "DEP" e da Função Densidade de Probabilidade "FDP", da variância ou do desvio médio, e do valor médio das pressões diferenciais, uma vez que estas propriedades dependem do regime de escoamento.

Apesar de estudos sobre métodos objetivos para previsão dos regimes de escoamento, como os de Matsui (1984 e 1986), terem sido publicados na literatura disponível recente, e terem contribuído para um melhor entendimento teórico da classificação dos regimes de escoamento, ainda não há atualmente um método globalmente aceito que objetivamente identifique os regimes de escoamento [França et al. (1991)]. Portanto, os métodos utilizados neste trabalho para identificação dos regimes de escoamento, foram determinados com relativa confiabilidade, ou através de observação em visores de vidro estrategicamente localizados no circuito de testes, ou através de filmes à alta velocidade realizados com uma filmadora colocada estrategicamente em frente a estes visores.

Alves (1953) fez um estudo detalhado e identificou vários regimes de escoamento quando do escoamento bifásico num tubo horizontal, desde pequenas quantidades de gás em forma de bolhas ($x \sim 0\%$) até pequenas quantidades de gotículas de líquido dispersas no gás ($x \sim 100\%$). Estes regimes foram esboçados por Alves e estão apresentados na Figura 1.5.

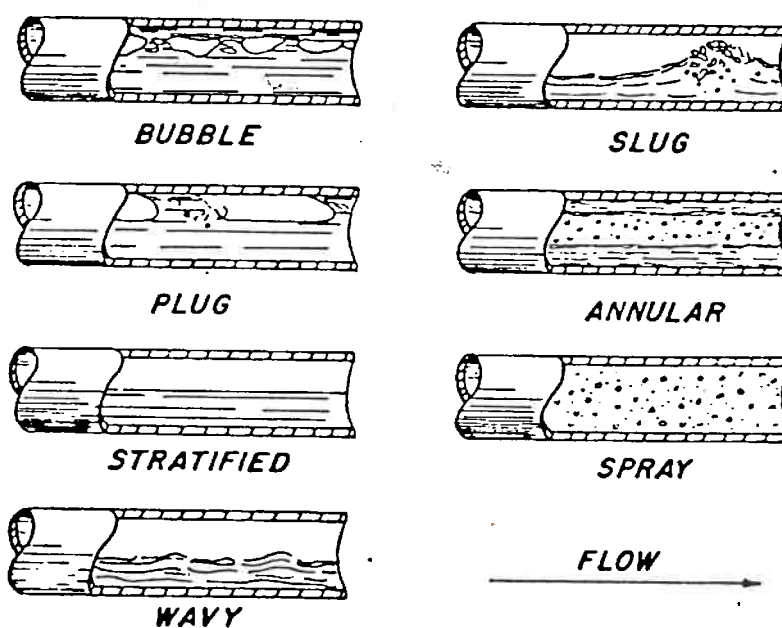


Figura 1.5 - Esboços dos regimes de escoamento por Alves (1953).

Baseados nestes esboços, e em dados obtidos por Alves, Baker (1954) desenvolveu um dos primeiros mapas para escoamento horizontal de líquido-gás em tubos lisos de 25,4 e 101,6 mm de diâmetro, utilizando as velocidades do líquido e do gás, e também parâmetros adimensionais combinando propriedades físicas, como a densidade, a viscosidade dinâmica e a tensão superficial.

Zahn (1963) fez um estudo visual durante evaporação de R-22 em tubos lisos horizontais e em meias curvas. Foram descritos os regimes de escoamento, juntamente com dados experimentais contendo a fração de escoamento volumétrica, número de Froude e parâmetros utilizados nos mapas de Baker (1954). Uma discussão qualitativa da relação entre os coeficientes, tipo de escoamento, efeito de meias curvas e instabilidades no escoamento foi também incluída no trabalho de Zahn.

2 - APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental desenvolvido para estudo das características de perda de carga e transferência de calor quando da evaporação de refrigerantes puros (i.e., azeotopos e zeotopos) e misturas refrigerante-óleo está apresentado na Figura 2.1. Esta figura apresenta um fluxograma descritivo do circuito de testes de evaporação no qual circula o refrigerante ou mistura refrigerante-óleo, de um circuito intermediário contendo etileno-glicol que condensa e subresfria o refrigerante e de um circuito convencional de refrigeração "chiller", no qual um circuito contendo água fria alimentado pelo laboratório é usado para resfriamento de seu condensador.

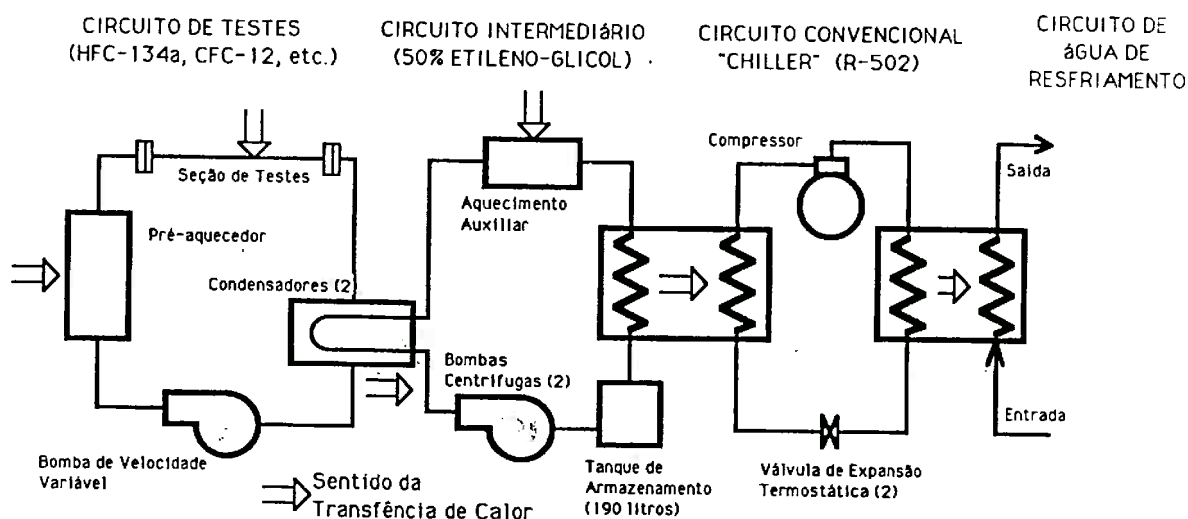


Figura 2.1 - Aparato Experimental para estudo da perda de carga e transferência de calor durante escoamento bifásico de refrigerantes.

A seção de testes está localizada no circuito de testes de evaporação, onde pode ser facilmente desconectada, caso necessário, para rápida troca ou reparo. O circuito convencional de refrigeração "chiller" contém R-502 e está acoplado termicamente ao circuito principal de evaporação através de um circuito intermediário de etileno-glicol. A Figura 2.2 apresenta uma fotografia do "Chiller" com seu dispositivo de acionamento e mudança de capacidade de remoção de calor (dispositivo de expansão).

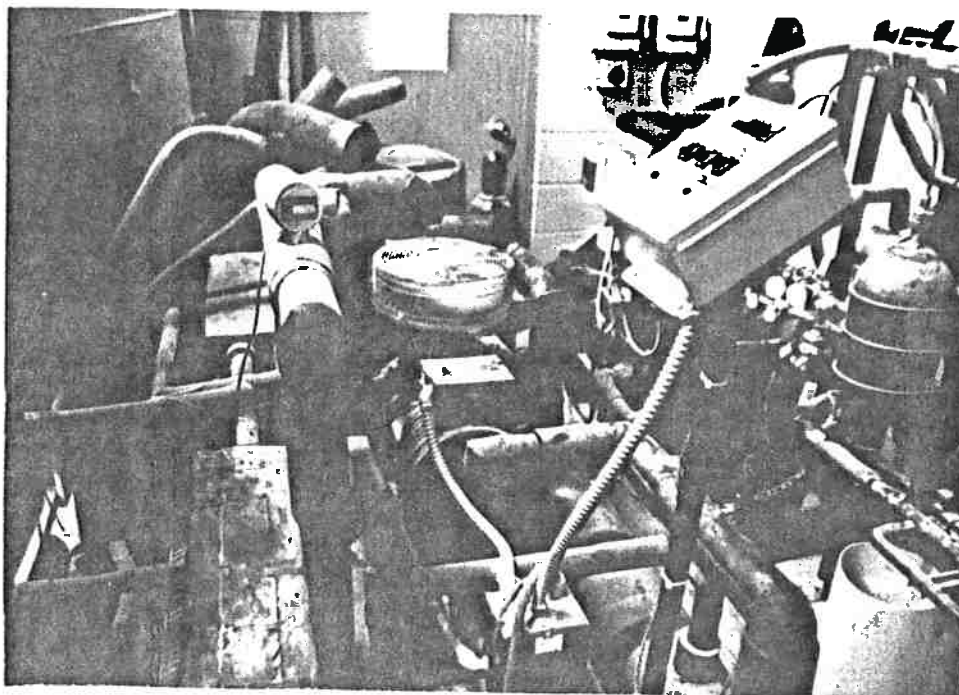


Figura 2.2 - Fotografia do "Chiller" com seu dispositivo de acionamento e mudança de capacidade de remoção de calor (dispositivo de expansão).

O "chiller" possui um compressor de rotação constante e dois dispositivos de expansão, ou seja, para uma determinada temperatura de evaporação no seu evaporador e para uma condição entre os dois dispositivos de expansão, sua capacidade de remoção de calor é fixa. Como os testes são realizados para diferentes condições termodinâmicas, i.e. diferentes cargas térmicas, é natural que o "chiller" fosse projetado na condição de remover a carga térmica máxima. Portanto, para que uma condição estacionária se estabeleça, é necessário que haja um balanço térmico entre a carga térmica imposta ao circuito principal e a quantidade de calor removida pelo "chiller". Este balanço é então feito por um aquecedor que impõe uma carga térmica adicional simulada (false load heater), localizado estrategicamente no circuito intermediário de etileno-glicol.

2.1 - Circuito de Testes de Evaporação

Os principais componentes do circuito de testes de evaporação estão descritos a seguir:

- Seção de Testes de Evaporação,
- Pré-aquecedor e Condensadores (2),
- Filtros e Tanque de Armazenamento,
- Bomba de Velocidade Variável e Medidor de Vazão,
- Transdutores de Pressão Absoluta e Diferencial, RTDs
"Resistance Temperature Detector" e Termopares,
- Sistema de Aquisição de Dados,
- Sistema de Adição e Medida da Concentração de Óleo.

A Figura 2.3 apresenta os principais componentes do circuito de testes de evaporação, e a Figura 2.4 apresenta uma fotografia do circuito de testes de evaporação juntamente com o sistema de aquisição de dados.

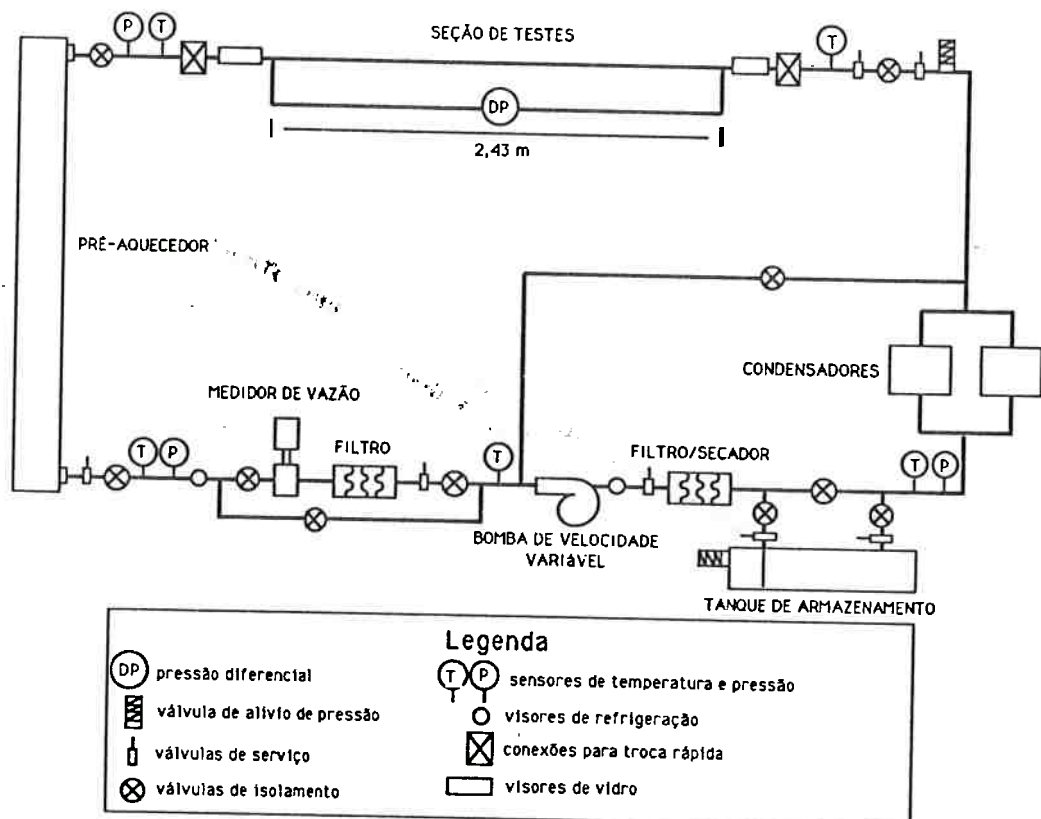


Figura 2.3 - Circuito de Testes de Evaporação

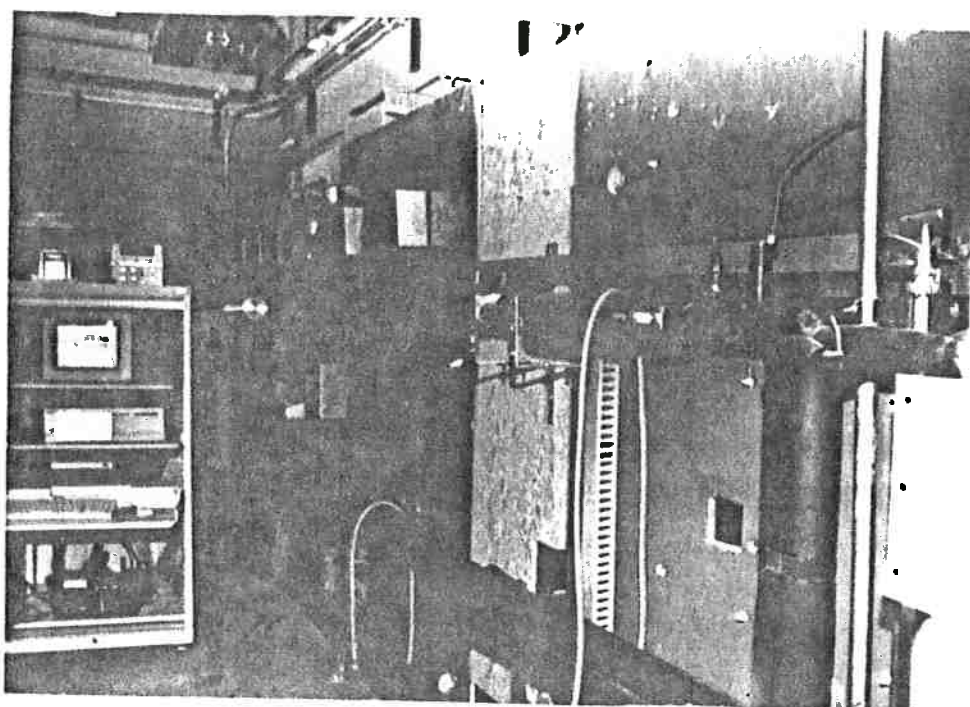


Figura 2.4 - Fotografia do Circuito de Testes de Evaporação juntamente com o Sistema de Aquisição de Dados.

O circuito de testes é carregado com refrigerante puro ou mistura refrigerante-óleo, a fim de se estudar as características de perda de carga e transferência de calor no evaporador, bem como obter uma base apropriada da influência de parâmetros físicos e dimensionais que afetam a perda de carga durante o processo de evaporação. Líquido subresfriado é bombeado através de uma bomba de velocidade variável, cuja vazão através do evaporador é medida num sensor de vazão eletromagnético "Micro Motion" que utiliza o efeito de Coriolis. A precisão deste medidor de vazão, fornecida em especificações técnicas pelo fabricante, é de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala. Uma linha de desvio ("bypass") está localizada após a bomba e pode desviar parte do refrigerante diretamente aos condensadores, permitindo assim um ajuste adicional do fluxo de massa no evaporador. Após o medidor de vazão, o refrigerante subresfriado escoar em direção ao pré-aquecedor, onde uma quantidade precisa de calor é imposta através de "Variacs", para se obter um título desejado na entrada da seção de

testes. Finalmente, o refrigerante é vaporizado através das resistências elétricas na seção de testes e retorna posteriormente aos condensadores, onde o ciclo então se repete.

A Figura 2.5 apresenta uma Fotografia da maioria dos componentes utilizados durante operação do circuito experimental, a saber: bomba, medidor de vazão, seção de testes, transdutor de pressão diferencial, painéis e computador para aquisição de dados, luz estroboscópica, garrafa de amostragem de óleo, mangueira de refrigeração com manômetros para transferência de refrigerante, bomba de vácuo, garrafa de refrigerante R-134a (SUVA), balança de pesagem e garrafa de adição e remoção de refrigerante.



Figura 2.5 - Fotografia de vários componentes do circuito de testes de evaporação.

Para os testes adiabáticos, naturalmente nenhuma quantidade de calor foi adicionada à seção de testes, sendo a perda de pressão obtida somente devido ao atrito entre o refrigerante e a parede do tubo, e entre as fases líquido e vapor.

A potência no pré-aquecedor e na seção de testes é controlada por "Variacs" através da variação de voltagem. Esta potência é determinada por watímetros como resultado da medição da voltagem e da corrente elétrica nas resistências elétricas. A vantagem do uso de watímetros reside na simplicidade, além da estabilidade da corrente elétrica, quando comparados aos SCRs ("Silicon Controlled Rectifier").

A Figura 2.6 apresenta uma Fotografia do medidor de vazão, do pré-aquecedor e do visor de vidro na entrada da seção de testes para identificação dos regimes de escoamento.

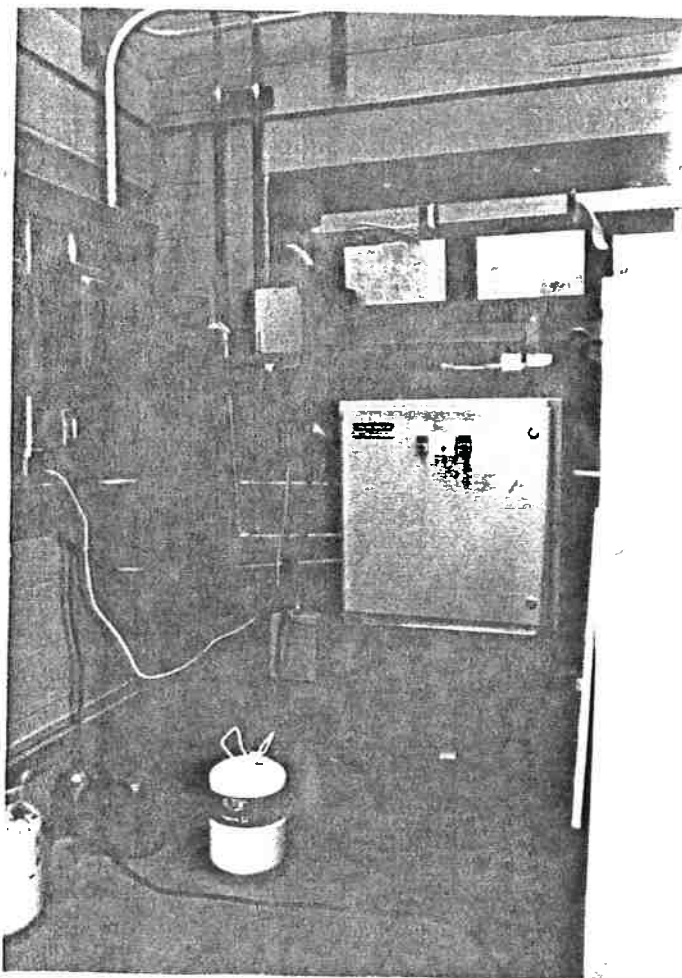


Figura 2.6 - Fotografia do Pré-Aquecedor, medidor de vazão e visor de vidro.

2.2 - Seções de Testes

A seção de testes mostrada na Figura 2.7 é constituída de um tubo de cobre, cujas dimensões variaram de 1,27 a 2,43 m de comprimento e 7,75 a 10,92 mm de diâmetro interno. Esta seção de testes foi também aquecida com resistências elétricas envoltas na superfície externa e controladas através de "Variacs" para os testes com adição de calor. A potência elétrica dissipada nas resistências elétricas é medida por watímetros com uma precisão de ± 10 W. Uma camada de isolamento térmico de 5 cm foi aplicada à seção de testes, a fim de reduzir ao máximo o ganho de calor do ambiente. Todas as resistências elétricas são em princípio iguais, e são aplicadas uniformemente ao longo da superfície externa do tubo de cobre da seção de testes, conseqüentemente então, pode-se considerar uniforme o fluxo de calor na superfície interna do tubo.

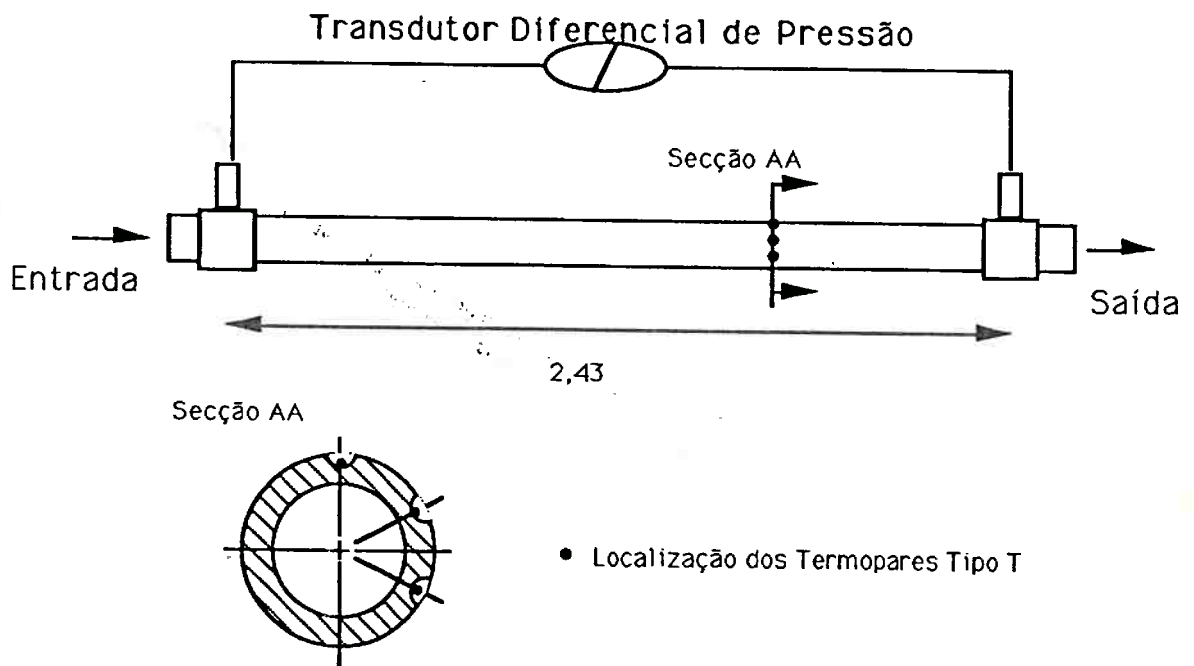


Figura 2.7 - Seção de Testes para estudo da Perda de Carga em escoamento bifásico.

Conexões metálicas ("pressure taps") foram soldadas nos extremos da seção de testes para acoplamento de um transdutor diferencial de pressão, bem como tubos de vidro foram posicionados na entrada e saída da seção de testes para

visualização dos regimes de escoamento. Uma luz estroboscópica foi direcionada aos visores de vidro a fim de facilitar a visualização e identificação dos regimes de escoamento.

Para o estudo da perda de pressão em meias curvas ("return bends"), foram utilizadas para cada teste duas medidas de pressão em cada seção de testes construída, a saber, uma em um trecho horizontal, adiabático e reto conforme descrito anteriormente, e outra em um trecho horizontal, adiabático e curvo (180°). Foi utilizado o mesmo transdutor de pressão em ambas as medidas para que se obtivesse uma precisão maior nos resultados. A diferença entre as duas medidas constitui na perda de pressão devido a forma ou numa meia curva. Para a construção do trecho curvo, um tubo de cobre reto de mesmo comprimento e diâmetro da seção de testes onde será realizada a medida da perda de pressão por atrito, é dobrada num ângulo de 180° (meia curva). A tabela 2.1 apresenta parâmetros geométricos das três seções de testes diferentes utilizadas para o estudo do coeficiente de resistência das meias curvas " ϵ_c ", onde foram utilizados 2 diâmetros internos diferentes de tubos de cobre " d ", 2 diâmetros diferentes de meias curvas " D " e 2 comprimentos diferentes " L ", e que por sua vez, resultou em três valores diferentes de parâmetros da meia curva " δ ".

Tabela 2.1 - Parâmetro geométrico das seções de testes utilizadas para o estudo de meias curvas ("return bends").

Seção de Testes	d (mm)	D (mm)	L (m)	δ
1	8,001	47,625	1,27	0,410
2	8,001	76,20	1,27	0,324
3	10,92	76,20	1,295	0,379

2.3 - Instrumentação

Vários termopares tipo T constituídos de cobre-latão foram instalados para medir a temperatura da parede da seção de testes, os quais foram soldados em micro-cavidades feitas na superfície externa do tubo. Da mesma forma, foram usados

termopares tipo T para medida das temperaturas do refrigerante ou mistura refrigerante-óleo em cinco diferentes posições no circuito de evaporação. Também são medidas temperaturas no circuito intermediário de etileno-glicol através de medidores do tipo RTD de platina. Todos os dispositivos para medida de temperatura foram calibrados num banho termostático "NESLAB" contra termômetros de mercúrio de precisão. Após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados, considera-se como $\pm 0,2$ °C a incerteza nas medidas de temperaturas feitas pelos termopares.

São medidas pressões absolutas do refrigerante em três diferentes posições no circuito: entrada da seção de testes, saída do condensador e entrada do pré-aquecedor. A faixa de atuação do transdutor absoluto de pressão localizado na entrada do pré-aquecedor é de 0-2050 KPa, enquanto que os outros dois transdutores absolutos de pressão variam de 0-350 KPa. Um transdutor diferencial de pressão foi utilizado para medir a perda de pressão ao longo da seção de testes com faixa de medição de 0 a 34,5 kPa. Este transdutor de pressão é do tipo úmido/úmido SENSOTEC Modelo Z (código AD111), cuja precisão e o efeito da temperatura combinados, fornecidos em especificações técnicas pelo fabricante é de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala. A Figura 2.8 apresenta uma fotografia fornecida pelo fabricante do transdutor diferencial de pressão utilizado para as medidas de perda de carga.

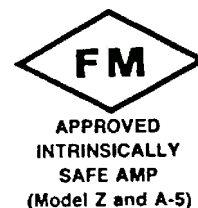
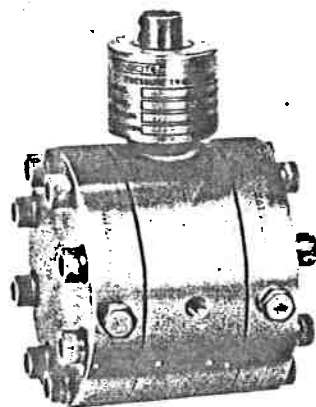


Figura 2.8 - Transdutor diferencial de pressão Sensotec modelo Z.

Todos os transdutores de pressão foram calibrados utilizando pesos cilíndricos como padrões de referência, e posteriormente calibrados "in situ" contra manômetros de água ou através de tabelas de saturação de refrigerantes. Após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados, considera-se como $\pm 0,7\%$ do fundo de escala dos transdutores de pressão absolutos e diferencial, a incerteza nas medidas de pressão. Portanto, para o transdutor diferencial de pressão utilizado nas diversas seções de testes, a incerteza total estimada para as medidas de perda de pressão após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados é de $\pm 0,25$ kPa.

2.4 - Adição e Medida da Concentração de Óleo

A quantidade de óleo dissolvido no refrigerante foi medida através de uma técnica similar ao procedimento estabelecido pelo padrão ASHRAE Standard N° 41.4. Devido ao Protocolo de Montreal [Du Pont (1989)], e mantidos os níveis de precisão desejados, somente uma amostra foi coletada no começo de cada série de testes ao invés das três coletas sugeridas pelo procedimento ASHRAE. Uma garrafa de amostragem representada na Figura 2.9 [Panek (1992)], foi utilizada para a coleta de amostras, e juntamente com uma balança de precisão, a concentração em massa de óleo pode ser determinada. Inicialmente é evacuada e pesada esta garrafa de amostragem (M_1). Após a coleta da amostra refrigerante-óleo é determinado o peso desta garrafa com a amostra coletada (M_2). O refrigerante nesta garrafa é então evaporado, ficando somente o óleo dentro da garrafa. Finalmente, esta garrafa é evacuada e pesada (M_3). A concentração em massa de óleo, tendo como base a amostra refrigerante-óleo, pode ser determinada então por:

$$\omega = \frac{M_3 - M_1}{M_2 - M_1} \quad (15)$$

Caso devido cuidado não seja tomado, uma quantidade potencial de erros poderá existir nesta técnica, como por exemplo, adicionar ar na amostra inicial, deixar óleo nas mangueiras de refrigeração quando da coleta, e não remoção de todo o refrigerante da garrafa de amostragem. A incerteza nas medidas da concentração em

massa de óleo obtidas através deste método, foi considerada como $\pm 0,5\%$, ou aproximadamente $\pm 2,5$ g em massa de óleo para uma amostra de 500,0 g.

O Apêndice IV apresenta uma descrição detalhada dos Procedimentos para Adição, Medida da Concentração e Destilação de Óleo do Circuito de Testes de Evaporação. Uma descrição detalhada destes procedimentos também é encontrada no trabalho desenvolvido por Panek (1992).

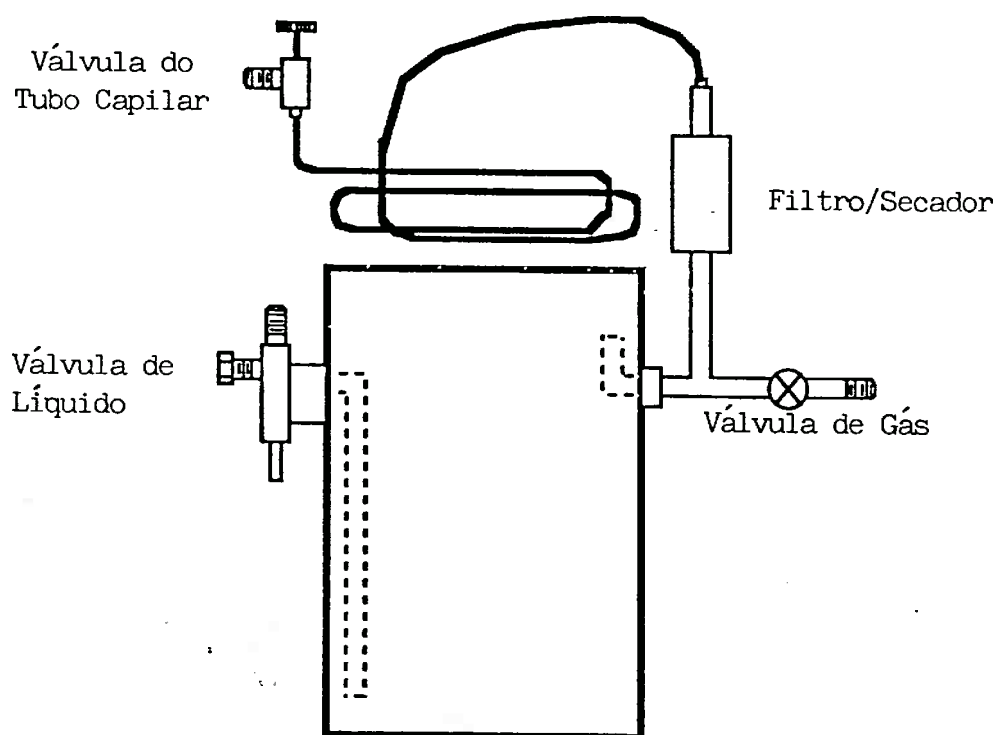


Figura 2.9 - Garrafa de amostragem [Panek (1992)] para medida da concentração em massa de óleo.

2.5 - Aquisição de Dados

O sistema utilizado na aquisição de dados foi fornecido pela empresa "Strawberry Tree" e instalado num computador Macintosh II (Figura 2.10), onde também é feito o processamento dos dados experimentais obtidos. Os painéis e os cartões de aquisição de dados "Strawberry Tree" representam a principal parte do sistema de aquisição de dados, em cujos cartões são tratados e convertidos sinais

analógicos e digitais. O sistema de aquisição de dados é capaz de tratar até 48 canais ou entradas diferenciais analógicas com 12 ou 16 bits de precisão.

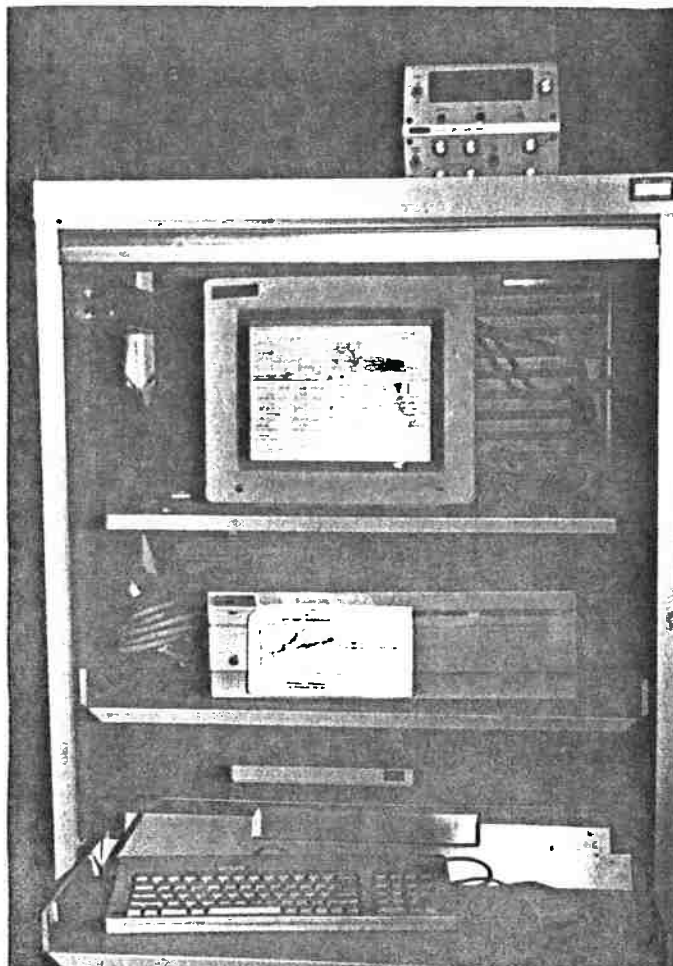


Figura 2.10 - Fotografia do Computador Macintosh II utilizado na aquisição e no processamento dos dados.

Os dados enviados pela instrumentação instalada no circuito experimental são gravados em disco e mostrados no monitor do computador Macintosh II, através do programa "WorkBench" fornecido pela própria empresa "Strawberry Tree". O programa "WorkBench" permite o envio de dados para o circuito experimental, bem como a manipulação dos dados enviados do circuito. A Figura 2.11 apresenta uma fotografia do programa "WorkBench", onde são mostrados ícones de medida (termopares), cálculo de calibração, apresentação na tela do computador e gravação no disco rígido dos dados

enviados pelo circuito experimental. Todos os dados obtidos dos canais, são coletados ao mesmo tempo com uma frequência de 1 Hz. O programa é extremamente versátil podendo controlar e monitorar variáveis, criar gráficos e mostrar resultados de medições enquanto o circuito experimental está em operação, bem como adicionar cálculos de calibração ou correção caso sejam necessários, como pode ser visto na fotografia apresentada na Figura 2.12.

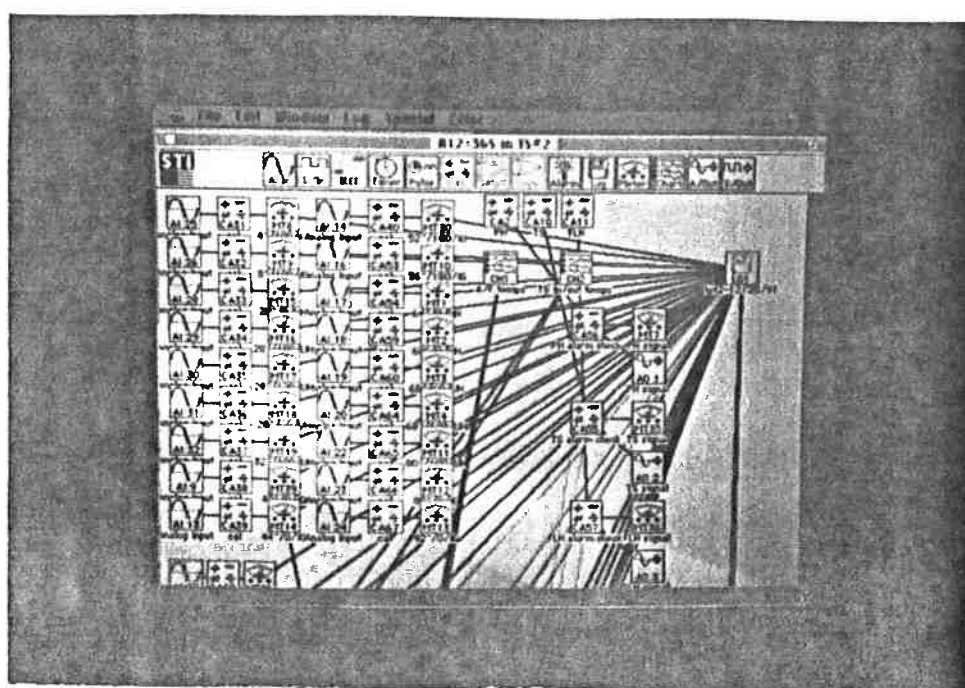


Figura 2.11 - Fotografia do programa "WorkBench", onde pode-se observar os ícones de medida, cálculo, apresentação na tela e gravação dos dados.

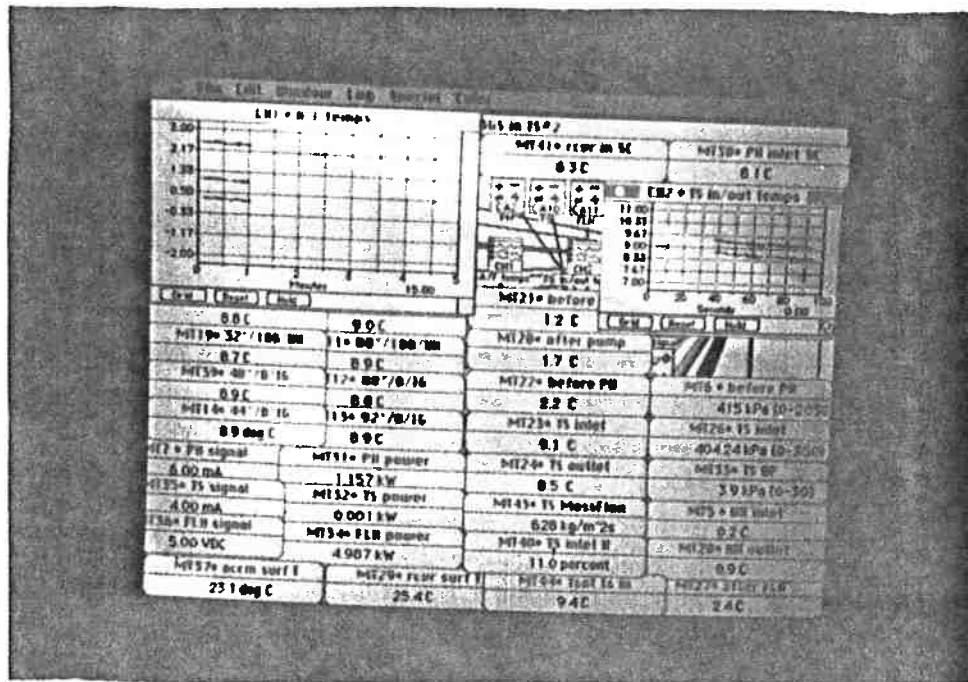


Figura 2.12 - Gráficos e resultados experimentais durante operação do circuito, através do programa "WorkBench".

3 - PLANO EXPERIMENTAL

A operação e controle do circuito experimental envolve a monitoração constante das temperaturas do refrigerante ou da mistura refrigerante-óleo, temperaturas da superfície da seção de testes, pressões absoluta e diferencial ao longo do circuito, vazão mássica e finalmente, da potência dissipada no pré-aquecedor, na seção de testes e no circuito de etileno-glicol.

Os parâmetros controlados na seção de testes durante a operação do circuito são: temperatura de saturação, título na entrada, fluxo de massa e fluxo de calor. Quando é atingido o estado estacionário, estes parâmetros devem estar dentro da seguinte faixa dos valores objetivos: $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ da temperatura de saturação; $\pm 1,0\%$ do título na entrada; $\pm 5\%$ do fluxo de massa e $\pm 5\%$ do fluxo de calor, sendo a condição estacionária assumida somente quando a temperatura de saturação variar menos que $0,1^{\circ}\text{C}$ durante o período de gravação dos dados.

O Apêndice III apresenta os procedimentos de acionamento ("start up"), operação ("operation") e desligamento ("shut down") seguro do Circuito Experimental de Testes de Evaporação. Estes procedimentos foram rigorosamente seguidos a fim de que fossem mantidas a segurança durante a operação, a integridade do circuito experimental e, principalmente, a qualidade e confiabilidade na obtenção de dados experimentais adequados para o estudo de escoamento bifásico durante evaporação de refrigerantes puros e misturas refrigerante-óleo.

O estado estacionário é aproximadamente atingido em 30 minutos, após o qual os dados experimentais coletados do circuito são devidamente gravados em arquivos de dados num computador Macintosh por um período de 60 segundos, e armazenados em discos a fim de serem posteriormente analisados. Através de um programa de computador adequado (Microsoft Excel), obtem-se a redução ou o valor médio dos dados experimentais coletados, os quais serão numa ocasião oportuna devidamente tratados e analisados. As propriedades termodinâmicas e de transporte dos

refrigerantes utilizadas durante coleta e análise dos dados experimentais, foram obtidas dos trabalhos de Wilson e Basu (1988), McLinden (1989), Jung e Radermacher (1991) e do Instituto de Padrões Americano "NIST" (1992).

3.1 - Qualificação do Circuito Experimental

Foram rodados testes monofásicos a fim de avaliar e validar o circuito experimental. Os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor [Wattelet (1992)] foram comparados com aqueles obtidos através de correlações já devidamente consagradas como Dittus-Boelter e Petukhov [Rosenow et al. (1985)], enquanto que os resultados experimentais para a perda de carga foram comparados às correlações de Haaland e Blasius [White (1986)]. Os resultados concordaram tanto qualitativa quanto quantitativamente, com um erro relativo médio menor que 5,0 %, tanto para a perda de carga quanto para o coeficiente de transferência de calor do refrigerante na seção de testes.

A Tabela 3.1 apresenta valores experimentais para o coeficiente de atrito de Fanning em função do fluxo de massa, obtidos no circuito experimental de evaporação, durante escoamento monofásico do refrigerante R-134a em um tubo de cobre de diâmetro de 10,92 mm e à uma temperatura média de 7,0 °C. Através do estudo de perda de pressão por atrito monofásico, foram comparados os coeficientes de atrito de Fanning obtidos da correlação de Haaland " f_{Haaland} " (equação 28) com valores experimentais " f_{exp} " (equação 26). Para os tubos de cobre utilizados neste trabalho foi obtida uma rugosidade absoluta média " ξ " de 0,03276 mm, o que significa para os diâmetros dos tubos estudados, uma rugosidade relativa " ξ/d " de aproximadamente 0,0035. Para tubos de aço inox comerciais típicos, a rugosidade absoluta média é de aproximadamente 0,046 mm [White (1986)].

Tabela 3.1 - Valores do coeficiente de atrito de Fanning experimentais e das correlações de Haaland e Blasius, para o R-134a (temperatura média de 7 °C).

G(kg/m ² .s)	Re(G.d/μ)	Δp _{exp} (kPa)	f _{exp}	f _{Haaland}	erro _{Ha} (%)	f _{Blasius}	erro _{Bl} (%)
1077,1	39673	2,11	0,00680	0,00724	6,5	0,00559	17,8
904,5	33420	1,60	0,00733	0,00736	0,4	0,00584	20,3
882,0	32726	1,47	0,00708	0,00737	4,1	0,00588	16,9
846,1	31841	1,50	0,00787	0,00739	6,1	0,00593	24,7
717,4	27094	1,07	0,00778	0,00752	3,3	0,00615	21,0
602,9	22621	0,76	0,00775	0,00768	0,9	0,00644	16,9
474,2	17897	0,5	0,00826	0,00792	4,1	0,00683	17,3
375,2	14057	0,26	0,00736	0,00821	11,5	0,00725	1,5
305,9	11598	0,17	0,00676	0,00849	25,6	0,00762	12,7

3.2 - Determinação de Parâmetros Físicos

Para a determinação do título mássico na entrada da seção de testes "x_{ste}", um balanço de energia no pré-aquecedor é realizado, onde consideram-se desprezíveis as variações da energia cinética no escoamento líquido-vapor, ie. menor que 0,2 % do valor da entalpia específica de vaporização do refrigerante.

Como é sempre imposta a condição de subresfriamento para o refrigerante na entrada do pré-aquecedor, pode-se assumir que a entalpia específica do refrigerante na entrada do pré-aquecedor é igual a entalpia específica do líquido saturado na temperatura de entrada do pré-aquecedor "H_{pa_e}", uma vez que para um grau de subresfriamento de 135,0 °C na entrada do pré-aquecedor, o erro relativo no cálculo da entalpia específica é da ordem de 0,5%, ou seja, aproximadamente 2,0 kJ/kg. Geralmente temos no máximo 30,0 °C de grau de subresfriamento na entrada do pré-aquecedor. Portanto, a entalpia específica do refrigerante na entrada da seção de testes "H_{ste}" é igual a entalpia específica do líquido saturado na temperatura de entrada do pré-aquecedor

"H_{pa}" mais a potência adicionada ao pré-aquecedor por unidade de vazão "Q_{pa}/W_{st}", que pode ser expressa através de:

$$H_{st} = H_{pa} + \frac{Q_{pa}}{W_{st}} \quad (16)$$

O título mássico na entrada da seção de testes pode então ser expresso através da seguinte equação:

$$x_{st} = \frac{[H_{st} - H_l]}{H_{lv}} \quad (17)$$

onde "H_l" e "H_{lv}" são, respectivamente, a entalpia específica do líquido saturado e a entalpia específica de vaporização baseadas na pressão de entrada da seção de testes. Após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados, considera-se como $\pm 0,5\%$ a incerteza nas medidas do título mássico.

Enquanto que a perda de carga na seção de testes é lida diretamente do transdutor diferencial de pressão, o coeficiente de transferência de calor "h" é determinado pela lei de resfriamento de Newton, usando o valor médio das temperaturas da superfície "T_{su}" e as temperaturas médias do fluido refrigerante na entrada e saída da seção de testes "T_f", bem como também o fluxo de calor na seção de testes "Φ_{st}", através das seguintes equações:

$$h = \frac{\Phi_{st}}{[T_{su} - T_f]} \quad (18)$$

$$\Phi_{st} = Q_{st} / A_{st} \quad (19)$$

onde "A_{st}" é a área superficial interna e "Q_{st}" a potência térmica dissipada na seção de testes.

3.3 - Matriz de Experimentos

Para o desenvolvimento de correlações semi-empíricas e práticas propostas neste trabalho, a sensibilidade da perda de pressão por atrito, aceleração e em meia curva, com relação a diversos parâmetros foi criteriosamente investigada, a saber:

- Título, x (%)
- Fluxo de Massa, G ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)
- Fluxo de Calor, Φ (kW/m^2)
- Concentração de óleo, ω (% em massa)
- Temperatura de Saturação, T_{sat} ($^{\circ}\text{C}$)
- Diâmetro Interno dos Tubos, d (mm)
- Diâmetro das Meias Curvas, D (mm)
- índice de propriedades, Γ
- parâmetro da meia curva, δ

Os testes adiabáticos, ie. a seção de testes é termicamente isolada do meio ambiente e nenhuma potência é aplicada à esta, e testes com adição de calor foram conduzidos nos limites de aplicação para ar condicionado em veículos automotores e refrigeradores domésticos, para refrigerantes puros e misturas refrigerante-óleo, nas seguintes condições:

- Título na entrada da seção de testes: 0 a 100 (%)
- Fluxo de massa: 50, 100, 200, 300, 400, 500 e 600 ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)
- Fluxo de calor: 5, 10, 20 e 30 (kW/m^2)
- Temperatura de saturação: -20 a 15 ($^{\circ}\text{C}$)
- Concentração em massa de óleo: 1 a 5 (%)
- Diâmetro dos tubos: 7,747; 8,001 e 10,92 mm
- Diâmetro das Meias Curvas: 47,6 e 76,2 mm
- Comprimento dos tubos: 1,27; 1,2954 e 2,4384 (m)
- Refrigerantes: R-134a, R-12, R-22, MP-39, R-32/125
- óleos: PAGs (Poli-Alcalino Glicol) e Esteres para o R-134a
- óleos: Minerais para o R-12

É importante observar que os componentes do refrigerante MP-39 (52% R-22, 33% R-124 e 15% R-152a) têm diferentes temperaturas de saturação para uma dada pressão no evaporador (zeotropo), enquanto que os componentes do refrigerante R-32/125 (60% R-32 e 40% R-125) têm a mesma temperatura de saturação para uma dada pressão no evaporador (azeotropo).

Para efeito de comparação, a Tabela 3.2 apresenta as principais propriedades físicas que afetam a perda de carga para escoamento bifásico em tubos retos e em meias curvas de vários refrigerantes à temperatura de saturação de 5 °C, e especificamente para o refrigerante MP-39 à pressão de saturação de 410 kPa que equivale a uma temperatura de saturação média entre as fases líquido e vapor de 5 °C.

Tabela 3.2 - Comparação de propriedades físicas para o R-134a, MP-39, R-12, R-22 e R-32/125, à uma temperatura de saturação média de 5 °C.

Propriedade	R-134a	MP-39	R-12	R-22	R-32/125
μ_l (Pa.sX10 ⁶)	269,9	242,0	254,8	227,3	198,2
ρ_v (kg/m ³)	17,14	18,12	20,95	24,69	33,00
Γ	5,80	5,64	5,52	4,94	4,15

3.4 - Regimes de Escoamento

Diferentes regimes de escoamento certamente contribuem para diferentes distribuições de tensões de cisalhamento na parede dos tubos, bem como entre as fases líquido-vapor, e conseqüentemente podem influir na perda de carga, principalmente por atrito e por forma (variação do momentum angular) no caso de meias curvas.

Tubos de vidro foram posicionados na entrada e saída da seção de testes, conforme fotografia apresentada na Figura 3.1, para visualização dos regimes de escoamento para todas as condições de testes ou para filmagens à alta velocidade realizadas com uma filmadora colocada estrategicamente em frente a estes visores. Também foi direcionada aos visores de vidro uma luz estroboscópica a fim de facilitar a visualização e identificação dos regimes de escoamento.

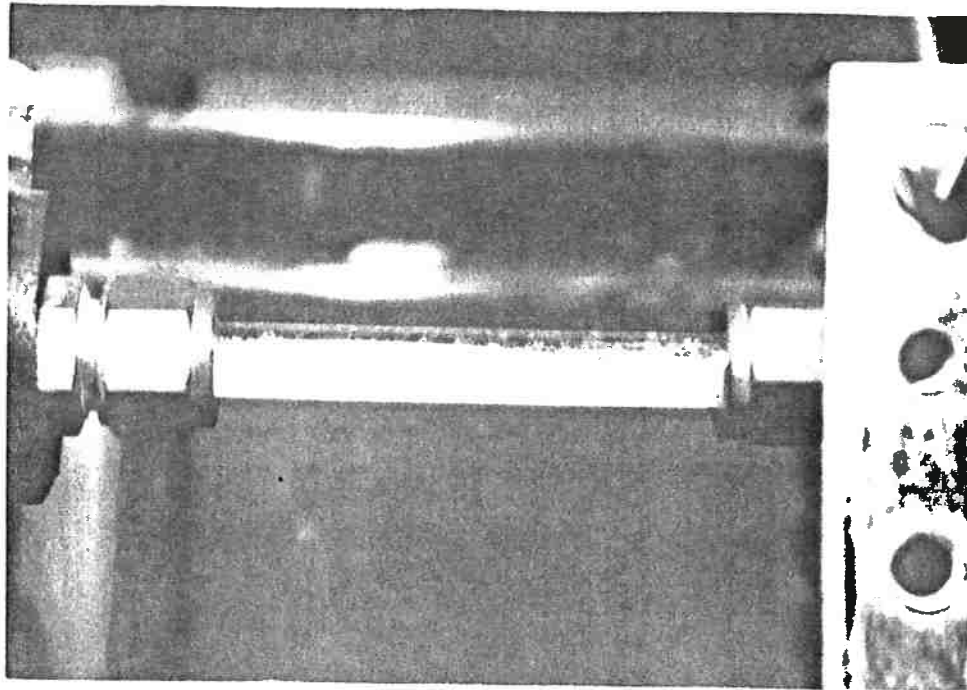


Figura 3.1 - Detalhe da seção de visualização ou filmagem dos regimes de escoamento.

Para os testes adiabáticos e testes com adição de calor realizados no circuito experimental de evaporação desenvolvido, os seguintes regimes de escoamento foram observados através dos visores de vidro instalados na entrada e saída da seção de testes, e determinados como:

- i- estratificado ("stratified")
- ii- estratificado-ondulado ("stratified-wavy")
- iii- ondulado ("wavy")
- iv- ondulado intermitente ("slug")
- v - anular-ondulado ("wavy-annular")
- vi- anular ("annular")
- vii- nebuloso ("spray")

Através da variação do fluxo de massa nas seções de testes utilizadas para estudo de refrigerantes puros, foi claramente observado através dos visores de vidro que para valores do número de Froude " Fr_{L0} " menores que 0,07 os regimes de escoamento

são predominantemente estratificado-ondulados, enquanto que para valores do número de Froude " Fr_{L0} " maiores que 0,7 os regimes de escoamento são predominantemente anulares. Através da utilização dos parâmetros de Baker (1954), foi verificado que os dois limites estabelecidos acima para os regimes de escoamento "estratificado-ondulado" e "anular", concordam com mapas apresentados por Zahn (1963), que fez um estudo visual durante evaporação de R-22 em tubos lisos horizontais e em meias curvas.

Para a seção de testes com diâmetro de 10,92 mm e para fluxos de massa acima de aproximadamente $350 \text{ kg/m}^2.\text{s}$, os regimes de escoamento observados foram predominantemente anulares, e conforme citado anteriormente, correspondem a números de Froude " Fr_{L0} " maiores que 0,7. Da mesma forma, para fluxos de massa abaixo de aproximadamente $110 \text{ kg/m}^2.\text{s}$, os regimes de escoamento observados foram predominantemente estratificado-ondulados, que correspondem a números de Froude " Fr_{L0} " menores que 0,07.

O Apêndice IX apresenta uma discussão teórica elucidativa sobre a constatação experimental de que para números de Froude " Fr_{L0} " maiores que 0,7 os regimes de escoamento observados foram predominantemente anulares, e da mesma forma, para números de Froude " Fr_{L0} " menores que 0,07 foram predominantemente estratificado-ondulados.

No regime de escoamento estratificado-ondulado, o vapor e o líquido estão em contato com a parede do tubo, enquanto que no regime anular somente o líquido está em contato com esta. Como a viscosidade do líquido é bem maior que àquela do vapor (da ordem de 20 vezes), a resistência ao escoamento do fluido ou multiplicador bifásico de atrito, deve ser maior no regime de escoamento anular comparado com àquela para o regime de escoamento estratificado-ondulado, considerando as mesmas condições físicas do fluido (i.e., fluxo de massa, temperatura de saturação, etc).

As Figuras 3.2, 3.3 e 3.4 mostram fotografias obtidas da seção de visualização na saída da seção de testes, em que foram observados e identificados os seguintes regimes de escoamento: estratificado, ondulado e anular, respectivamente.

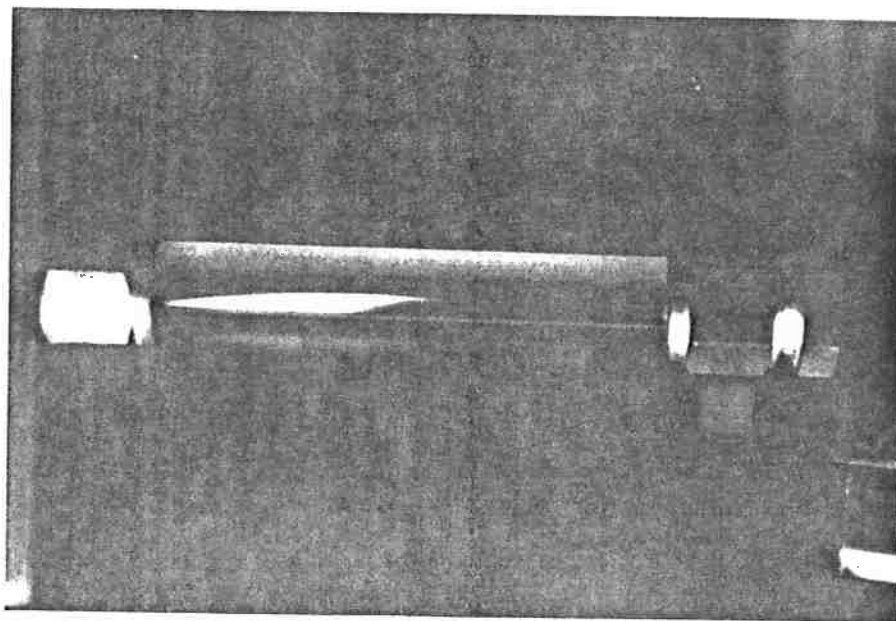


Figura 3.2 - Fotografia do regime de escoamento caracterizado como estratificado.

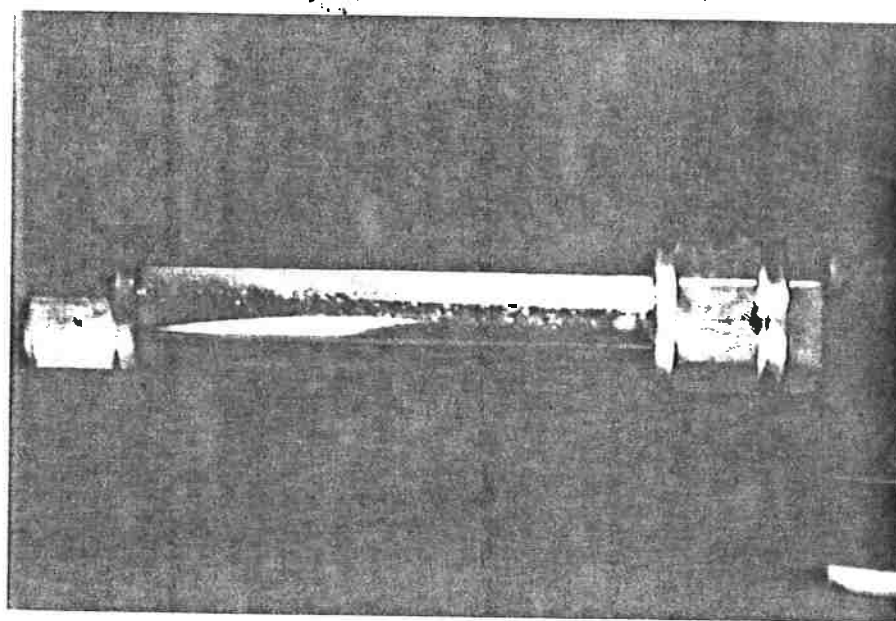


Figura 3.3 - Fotografia do regime de escoamento caracterizado como ondulado.

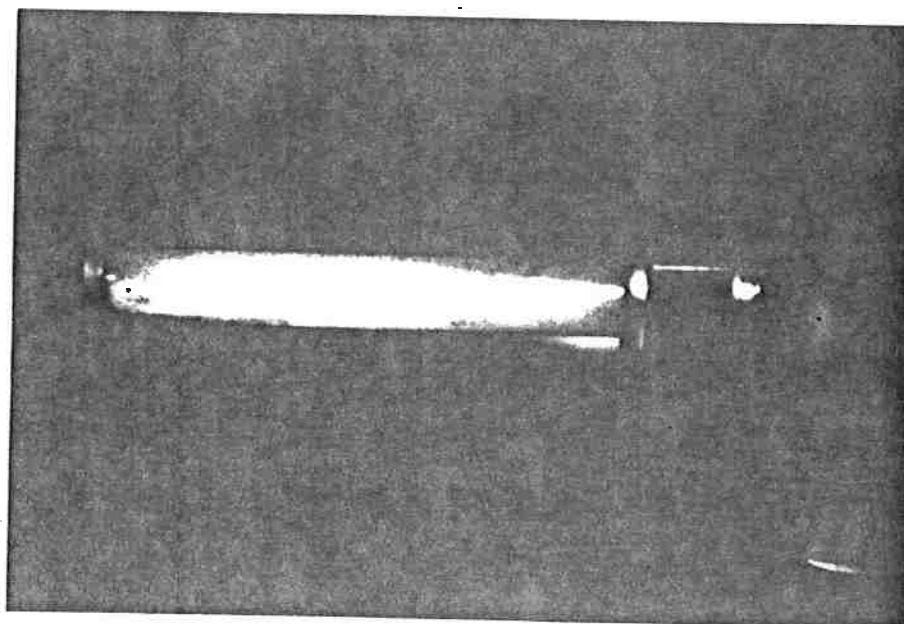


Figura 3.4 - Fotografia do regime de escoamento caracterizado como anular.

3.5 - Metodologia de Análise

A perda de pressão durante escoamento bifásico de refrigerantes em tubos consiste basicamente da avaliação de quatro componentes: atrito, aceleração, forma (i.e., variação da quantidade de movimento angular) e gravidade. Para a avaliação da perda de pressão por atrito é necessário o conhecimento do coeficiente de atrito bifásico ou do multiplicador de atrito bifásico, enquanto que para a avaliação da perda de pressão por aceleração ou gravidade, é necessário o conhecimento da fração de vazios, ou seja, razão na seção do tubo entre a área de escoamento do gás para a área de escoamento total [ASHRAE (1989)]. Finalmente, para a avaliação da perda de pressão devido à forma ou variação do momentum angular, ie. perda de pressão em meia curva ou mudança angular de 180° , é necessário o conhecimento do coeficiente de resistência em meia curva " ϵ_c " definido pela equação 31.

Para o circuito experimental aqui descrito a seção de testes está na posição horizontal, sendo a perda de pressão por gravidade praticamente nula, e se considera que o escoamento esteja completamente desenvolvido na seção de testes.

3.5.1 - Perda de Pressão por Atrito

Os testes experimentais utilizados na determinação da perda de pressão por atrito foram realizados sem adição de calor à seção de testes, ou seja, considera-se adiabático o processo de perda de carga ao longo do tubo de evaporação, uma vez que uma camada isolante de aproximadamente 5 cm é envolta à seção de testes para evitar a transferência de calor do meio ambiente para o fluido refrigerante.

Basicamente dois métodos práticos existem para a determinação da perda de pressão por atrito: o modelo homogêneo e o modelo de deslizamento ("slip model") o qual utiliza multiplicadores bifásicos [Tong (1967) e Wallis (1969)]. No modelo homogêneo o escoamento pode ser caracterizado pelas propriedades médias do fluido, sendo as velocidades das fases líquida e vapor consideradas iguais ou a razão de deslizamento igual a 1. Já no modelo de deslizamento, inicialmente desenvolvido por Lockhart-Martinelli (1947) e Martinelli-Nelson (1948), um multiplicador bifásico é determinado e utilizado num modelo onde as fases escoam separadamente, sendo que as velocidades da fase líquida e da fase vapor podem ser diferentes.

Neste modelo desenvolvido inicialmente por Lockhart-Martinelli e Martinelli-Nelson, o parâmetro "X" é definido por:

$$X = \left(\frac{[\Delta p / \Delta z]_L}{[\Delta p / \Delta z]_V} \right)^{0.5} \quad (20)$$

onde $(\Delta p / \Delta z)_L$ = perda de pressão por atrito admitindo que somente a fase líquida esteja escoando no tubo,

e $(\Delta p / \Delta z)_V$ = perda de pressão por atrito admitindo que somente a fase vapor esteja escoando no tubo.

A perda de pressão por atrito para escoamento monofásico de líquido ou vapor, depende do tipo de escoamento de cada fase, o qual pode ser laminar ou turbulento. Lockhart e Martinelli (1947) utilizaram como critério inicial na tentativa de classificação do limite de transição para escoamento bifásico entre a condição laminar e turbulenta, valores para o número de Reynolds de cada fase de 1000 a 2000 baseados no

diâmetro do tubo. Apesar disto, Carpenter and Colburn [Scheideman et al.(1975)] concluíram que na presença de alto atrito interfacial, o filme de líquido torna-se turbulento para números de Reynolds superficiais da ordem de 240. Portanto, considerando escoamento turbulento para ambas as fases, e utilizando uma correlação tipo Blasius [White (1986)] para escoamento monofásico em tubos lisos (equação 27) a fim de determinar o coeficiente de atrito para as fases líquido e vapor, após substituição na equação 20, o parâmetro "X" é substituído por "X_{tt}", e pode ser determinado também por:

$$X_{tt} = \left\langle \frac{1-x}{x} \right\rangle^{0,875} \left\langle \frac{\rho_v}{\rho_l} \right\rangle^{0,5} \left\langle \frac{\mu_l}{\mu_v} \right\rangle^{0,125} \quad (21)$$

onde "x" é o valor médio dos títulos na entrada e saída da seção de testes. O título do refrigerante na saída seção de testes é calculado assumindo um processo isoentálpico (i.e., são consideradas desprezíveis as variações da energia cinética) durante o escoamento adiabático e bifásico do refrigerante, no qual se conhece a temperatura de saturação na saída da seção de testes. Neste caso, a pequena mudança de título na seção de testes (em média menor que 1%) ocorre devido a queda de pressão ("flashing") no tubo durante a evaporação do refrigerante.

Dois multiplicadores bifásicos para a fase líquida " ϕ_L^2 " e " ϕ_{LO}^2 ", bastante utilizados em correlações para o cálculo da perda de pressão por atrito observadas na literatura disponível, foram inicialmente propostos por Lockhart-Martinelli-Nelson da seguinte forma:

ϕ_L^2 = razão da perda de pressão por atrito bifásica e aquela supondo que somente a fase líquida esteja escoando no tubo

ϕ_{LO}^2 = razão da perda de pressão por atrito bifásica e aquela supondo que todo o fluido esteja escoando na fase líquida

e expressos matematicamente por:

$$\phi_L^2 = \frac{[\Delta p / \Delta z]_a}{[\Delta p / \Delta z]_L} \quad (22)$$

$$\phi_{LO}^2 = \frac{[\Delta p / \Delta z]_a}{[\Delta p / \Delta z]_{LO}} \quad (23)$$

podendo ser relacionados para tubos lisos através da seguinte equação:

$$\phi_{LO}^2 = \phi_L^2 (1-x)^{1,75} \quad (24)$$

A perda total de pressão por atrito ao longo do evaporador quando do escoamento bifásico do refrigerante, pode então ser convenientemente calculada através de uma integração sobre a variação no título da seguinte forma:

$$\Delta p_a = \Delta p_{LO} \frac{1}{\Delta x} \int \phi_{LO}^2 dx \quad (25)$$

onde Δp_{LO} é a perda total de pressão por atrito considerando que todo o fluido esteja escoando na fase líquida, calculada através da seguinte equação:

$$\Delta p_{LO} = \frac{2f_{LO}G^2L}{\rho_1 d} \quad (26)$$

e " f_{LO} " o coeficiente de atrito de Fanning para o líquido, o qual pode ser calculado pela correlação de Blasius para tubos lisos por:

$$f_{LO} = 0,079 / \text{Re}_{LO}^{0,25} \quad (27)$$

ou caso desejar-se considerar a rugosidade relativa do tubo na análise " ξ/d ", o coeficiente de atrito de Fanning pode ser calculado pela correlação de Haaland [White (1986)] para tubos rugosos através de:

$$f_{LO} = \left\langle \frac{1}{12,96} \right\rangle \left\langle \log \left| \frac{6,9}{\text{Re}_{LO}} + \left\langle \frac{\xi/d}{3,7} \right\rangle^{1,11} \right| \right\rangle^2 \quad (28)$$

É importante observar que a utilização do multiplicador bifásico " ϕ_{LO}^2 " na equação 25 é preferível em relação ao multiplicador bifásico " ϕ_L^2 ", uma vez que o cálculo de " Δp_{LO} " independe do título, enquanto que aquele para " Δp_L " varia ao longo de um tubo de evaporação [Chisholm(1973)].

3.5.2 - Perda de Pressão devido à Aceleração e Forma (meia curva)

Zivi (1964) desenvolveu uma equação para o cálculo da fração de vazios baseada no conceito de mínima entropia, e que pode ser expressa matematicamente por:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left[\frac{1-x}{x} \right] \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,67}} \quad (29)$$

A fim de determinar a perda de pressão devido a aceleração, a equação de Zivi é sugerida para avaliação da fração de vazios. Portanto, através de um balanço simplificado da equação da quantidade de movimento onde as velocidades do vapor e do líquido são assumidas uniformes em cada fase, a perda de pressão devido a aceleração pode ser expressa por [Souza et al. (1992a)]:

$$\Delta p_{acc} = G^2 \left\langle \left| \frac{x_s^2}{\rho_v \alpha_s} + \frac{[1-x_s]^2}{\rho_l [1-\alpha_s]} \right| - \left| \frac{x_e^2}{\rho_v \alpha_e} + \frac{[1-x_e]^2}{\rho_l [1-\alpha_e]} \right| \right\rangle \quad (30)$$

Através da aplicação da equação de conservação da quantidade de movimento angular, e assumindo que o escoamento possa ser caracterizado pelas propriedades médias do fluido onde as velocidades das fases líquida e vapor são consideradas iguais, a perda de pressão devido a variação da quantidade de movimento angular, ie. perda de pressão devido à forma ou mudança angular de 180°, será determinada por:

$$\Delta p_c = \varepsilon_c [x v_v + [1-x] v_l] G^2 \quad (31)$$

onde " ε_c " é o coeficiente de resistência da meia curva determinado experimentalmente através da equação 31. Bo Pierre (1964) também determinou " ε_c " de uma forma similar, e obteve como resultado que o coeficiente de resistência em meia curva pode variar em função da razão entre o diâmetro da curva e o diâmetro interno do tubo, bem como do título. Particularmente neste trabalho, foi desenvolvida uma correlação semi-empírica para a determinação de " ε_c " como função do parâmetro da meia curva " δ ", do número de Dean " De_1 " para a fase líquida, do número de Reynolds para todo o fluido escoando como líquido " Re_{L0} " e do parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ".

Finalmente então, a perda de pressão total (ie, atrito, aceleração e devido à forma) durante escoamento bifásico do refrigerante pode ser determinada por:

$$\Delta p_{bi} = \Delta p_a + \Delta p_{acc} + \Delta p_c \quad (32)$$

3.5.3 - Influência do óleo

A maioria dos sistemas frigoríficos operam com o ciclo de compressão a vapor, e portanto uma mistura refrigerante-óleo é encontrada escoando nestes sistemas com uma pequena concentração de óleo lubrificante (aproximadamente de 0,5 a 2 % em massa de óleo [Chaddock (1976)], em sistemas comerciais típicos de condicionamento de ar automotivos e em refrigeração doméstica). A adição de óleo ao refrigerante altera as propriedades da mistura, e portanto a perda de pressão durante o escoamento bifásico [Schlager et al. (1988)]. A adição de óleo ao refrigerante geralmente resulta num aumento de viscosidade da mistura refrigerante-óleo. Com o aumento da viscosidade, a perda de pressão tende a aumentar devido a uma maior tensão de cisalhamento entre o refrigerante e a parede do tubo, bem como entre a fase líquida e a fase vapor.

Utilizando um procedimento similar a Tichy et al. (1985), uma equação foi estabelecida para o cálculo da perda de pressão total de uma mistura refrigerante-óleo, i.e. por atrito e aceleração, através da determinação funcional da razão entre a perda de pressão quando do escoamento da mistura refrigerante-óleo e aquela obtida nas mesmas condições para o escoamento do refrigerante puro, contra a concentração em massa de óleo " ω ", obtida para diferentes refrigerantes e óleos compatíveis quando da utilização destes. A equação que foi obtida anteriormente [Souza et al. (1993)], válida para concentrações em massa de óleo variando de 0 a 5 %, pode ser expressa através de:

$$\Delta p_o = \Delta p_r [1 + 12,4\omega - 110,8\omega^2] \quad (33)$$

3.5.4 - Parâmetros Adimensionais

Os parâmetros adimensionais até então estudados que efetivamente podem influenciar a perda de pressão quando do escoamento bifásico de refrigerantes em tubos retos ou curvos, são os seguintes:

i) X_{tt} ou parâmetro de Lockhart-Martinelli definido por:

$$X_{tt} = \left\langle \frac{1-x}{x} \right\rangle^{\langle 2-n/2 \rangle} \left\langle \frac{\rho_v}{\rho_l} \right\rangle^{0,5} \left\langle \frac{\mu_l}{\mu_v} \right\rangle^{n/2} \quad (n=0,25, \text{ Blasius}) \quad (34)$$

O parâmetro de Lockhart-Martinelli leva em conta o efeito relativo da perda de pressão entre a fase vapor e a fase líquido, e portanto, é natural que os multiplicadores bifásicos possam ser expressos também através deste parâmetro. Isto pode ser demonstrado através de um modelo simples para cálculo da perda de pressão por atrito (Apêndice I), onde a pressão é considerada uniforme na seção transversal do tubo, sem nenhuma interação entre as fases e considerando o mesmo regime de escoamento para o líquido e para o vapor. É bom observar, que o parâmetro " X_{tt} " já inclui o índice de propriedades " Γ " dos fluidos, ou seja, a razão entre as densidades e viscosidades das fases líquido e vapor.

ii) De_l ou número de Dean para a fase líquida, definido por:

$$De_l = \sqrt{\frac{d}{D}} \frac{G(1-x)d}{\mu_l} = \sqrt{\frac{\langle |1-x|G \rangle^2 / D}{\mu_l^2 / d^3}} \quad (\text{forças centrípetas/forças viscosas}) \quad (35)$$

O número de Dean para a fase líquida é uma combinação entre o parâmetro da meia curva " δ " e o número de Reynolds para a fase líquida. O número de Dean aparece naturalmente [Berger et al.(1983)] quando a equação de conservação da quantidade de movimento angular é aplicada para escoamento estacionário monofásico completamente desenvolvido em tubos curvos. No caso do escoamento bifásico em meias curvas, foi utilizado para a correlação semi-empírica desenvolvida neste trabalho o número de Dean para a fase líquida " De_l ", uma vez que as forças centrípetas são mais intensas nesta fase quando comparadas àquelas encontradas na fase vapor. O número de Dean é uma medida da magnitude do escoamento secundário, uma vez que o escoamento secundário é induzido por forças centrípetas e suas interações primárias com forças viscosas. Já o parâmetro da meia curva " δ ", é uma forma de avaliar mais

detalhadamente, o efeito da geometria e a dimensão na qual as forças centrípetas variam na seção transversal da meia curva [Berger et al.(1983)].

iv) Fr_{L0} ou número de Froude definido por:

$$Fr_{L0} = \frac{G^2 / \rho_l}{\rho_l g d} \quad (\text{forças de inércia/forças de gravidade}) \quad (36)$$

A influência do fluxo de massa no multiplicador bifásico por atrito foi considerada por Isbin et al. (1959) e Chisholm (1968) para escoamento bifásico de água-vapor, e por Baroczy (1966) para escoamento bifásico de água-vapor, água-ar e mercúrio-nitrogênio. O número de Froude naturalmente aparece quando forças de gravidade são significativas no escoamento com relação às forças de inércia [Wallis (1969)]. Uma correlação semi-empírica considerando-se somente os refrigerantes R-134a e R-12, foi desenvolvida para o multiplicador bifásico " ϕ_{L0}^2 " em função do parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} " e do número de Froude " Fr_{L0} ", e os resultados foram bons quando comparados com dados experimentais e outras correlações disponíveis na literatura [Pimenta et al. (1992) e Souza et al. (1993)]. Neste caso, a dependência com o número de Froude está relacionada aos regimes de escoamento, e portanto, a tensão de cisalhamento entre o fluido e a parede do tubo ou a perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico do refrigerante, pode ser associada ao número de Froude " Fr_{L0} ". No entanto, para misturas de refrigerantes, não foi observado para a variação de parâmetros físicos e do modelo utilizado aqui neste trabalho, um efeito considerável ou um coeficiente de correlação adequado, quando avaliado ou correlacionado o multiplicador bifásico " ϕ_{L0}^2 " em função do número de Froude " Fr_{L0} ".

v) We_{L0} ou número de Weber definido por:

$$We_{L0} = \frac{G^2 / \rho_l}{\sigma / d} \quad (\text{forças de inércia/forças de tensão superficial}) \quad (37)$$

Considerando os intervalos dos parâmetros físicos e a ordem de grandeza dos diâmetros dos tubos aqui estudados, não foi observado um efeito significativo da tensão superficial no cálculo da perda de carga durante escoamento bifásico dos refrigerantes avaliados. Isto pode ser explicado através da avaliação do número adimensional de Weber [Incropera (1990) " We_{L0} " ($We_{L0} \gg 1$)]. É importante observar que a tensão superficial para os refrigerantes halogenados é relativamente baixa, aproximadamente uma ordem de grandeza menor que aquela para a água [Jung e Radermacher (1991)].

4 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

4.1 - Calibração e Análise de Erros

Uma rigorosa calibração do transdutor de pressão tipo Sensotec foi realizada utilizando pesos cilíndricos como padrão de referência numa sala separada de calibração, e "in situ" contra um manômetro de água. A faixa de atuação do transdutor diferencial de pressão fornecida pelo fabricante é de 0 - 34,5 kPa {0 - 5 psia}. Após várias calibrações por diferentes operadores (Apêndice V) na sala de calibração e "in situ" contra um manômetro de água, uma curva da perda de pressão " Δp " em kiloPascal como função da corrente elétrica "I" produzida no transdutor de pressão em miliAmperes, foi obtida e expressa matematicamente por:

$$\Delta p = 2,1546 * (I - 3,95) \quad (38)$$

Portanto, foi corrigida na obtenção da perda de pressão, uma diferença de aproximadamente $\pm 0,3$ % do fundo de escala ("full scale") do transdutor diferencial de pressão em relação a curva de calibração fornecida pelo fabricante, dada por:

$$\Delta p = 2,1546 * (I - 4,00) \quad (39)$$

Com relação a avaliação de incertezas no resultado experimental, o método da Raiz da Soma dos Quadrados "RSS", descrito por Moffat (1988) foi utilizado. A incerteza atribuída a uma medida experimental é uma estimativa do possível erro residual naquela medida, após todas as correções propostas terem sido efetuadas. Conforme descrito nesta referência, basicamente três tipos de erros foram identificados e estimados:

- i - Erro Fixo
- ii - Erro Randômico
- iii - Erro Variável Determinístico

O erro fixo fornecido pelo fabricante Sensotec, inclui a precisão e o efeito da temperatura no transdutor diferencial de pressão, cujo erro foi estimado em $\pm 0,5$ % do fundo de escala do transdutor. A precisão é uma combinação entre erros de não

linearidade, não repetibilidade e histerese do instrumento, expressa como uma porcentagem do fundo de escala do transdutor diferencial de pressão. Já o efeito da temperatura está relacionado a incerteza na obtenção da perda de pressão quando da ocorrência de variações da temperatura ambiente do instrumento em relação àquela de aferição. A incerteza devido ao efeito da temperatura é expressa como uma porcentagem do fundo de escala do transdutor diferencial de pressão por mudança de temperatura ambiente sobre o intervalo de temperatura compensada.

O erro variável total estimado através da interação sensor-sistema (em geral associado ao processo) e através de distúrbios produzidos no sistema (em geral associados ao efeito da instrumentação no sistema), e que inclui o erro randômico e o erro variável determinístico, foi determinado pelo cálculo do desvio padrão de um conjunto de medidas de valores estacionários obtidas através do sistema de aquisição de dados. O valor obtido para o erro variável total, ou erro variável, também foi de aproximadamente $\pm 0,5\%$ do fundo de escala do transdutor.

Portanto a incerteza total nas medidas da perda de pressão durante os experimentos, após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados, foi avaliada através do método da Raiz da Soma dos Quadrados, e determinada por:

$$\text{Incerteza Total} = \sqrt{E_{\text{fixo}}^2 + E_{\text{variável}}^2} = \pm 0,7\% \text{ do fundo de escala} \quad (40)$$

ou seja, a incerteza total estimada para as medidas de perda de pressão após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados é de $\pm 0,25$ kPa.

O erro absoluto médio foi determinado para as correlações obtidas neste trabalho, para verificação e comparação da concordância entre os erros absolutos obtidos dos resultados experimentais e das estimativas feitas pelas correlações semi-empíricas, com a incerteza nos cálculos destas correlações obtidos através dos dados experimentais. O erro absoluto médio pode então ser determinado por:

$$\text{Erro Absoluto Médio} = \frac{1}{n} \sum |\Delta p_{\text{calc}} - \Delta p_{\text{exp}}| \quad (41)$$

O Apêndice X apresenta estudos utilizando o método da Raiz da Soma dos Quadrados "RSS" [Moffat (1988)] para obtenção das incertezas nos cálculos da perda de pressão por atrito, devido à forma numa meia curva (i.e. devido à variação do momentum angular) e do funcional da razão da perda de pressão com e sem óleo, obtidos através dos dados experimentais. Estas incertezas foram obtidas a partir da precisão da instrumentação utilizada, geralmente fornecidas pelo fabricante, ou seja, do transdutor diferencial de pressão, do medidor de vazão, dos termopares, dos watímetros e da incerteza estimada no sistema de adição e medida da concentração de óleo.

Finalmente, o erro relativo médio foi determinado para todas as correlações, ou seja, as desenvolvidas neste trabalho e aquelas usadas para fins de comparação, a fim de se avaliar a concordância de suas previsões contra os dados experimentais que foram coletados, bem como com relação aqueles dados experimentais disponíveis na literatura. O erro relativo médio pode então ser determinado por:

$$\text{Erro Relativo Médio (\%)} = \frac{100}{n} \sum \frac{|\Delta p_{calc} - \Delta p_{exp}|}{\Delta p_{exp}} \quad (42)$$

4.2 - Perda de Pressão em Tubos Horizontais Retos

Os resultados experimentais que foram obtidos do Circuito de Evaporação, desenvolvido, instalado e operado no Centro de Ar Condicionado e Refrigeração da Universidade de Illinois (ACRC), foram processados e devidamente tratados para que se tenha uma maior confiança nas conclusões das análises diretas destes dados, bem como no levantamento de correlações semi-empíricas que representam e prevêm através de equações, o comportamento fenomenológico da perda de pressão em função dos diversos parâmetros que foram avaliados.

A Figura 4.1 apresenta a perda de pressão para os refrigerantes R-134a e R-12 em função do título médio na seção de testes. A seção de testes em que foram gerados os dados apresentados nesta figura tem comprimento de 2,4384 m e diâmetro de 10,92 mm, sendo os testes realizados nas seguintes condições: seção de testes adiabática,

fluxo de massa de $262 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ e temperatura de saturação de $5,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Como a seção de testes é adiabática, a perda de pressão obtida é praticamente devida somente ao atrito. Através desta figura, tem-se que a perda de pressão aumenta com o título médio até um valor em torno de 85 % quando estabiliza, e após decresce. Isto se deve a mudança de regime de escoamento na parede, ou seja, do regime anular para o regime nebuloso. Nesta mudança de regime, ao invés de se ter o líquido em contato com a parede, passa-se a ter gotículas de líquido imerso numa névoa de vapor em contato com a parede. Uma vez que a viscosidade do líquido é maior que a viscosidade do vapor, o atrito na parede diminui, e como consequência, a perda de pressão.

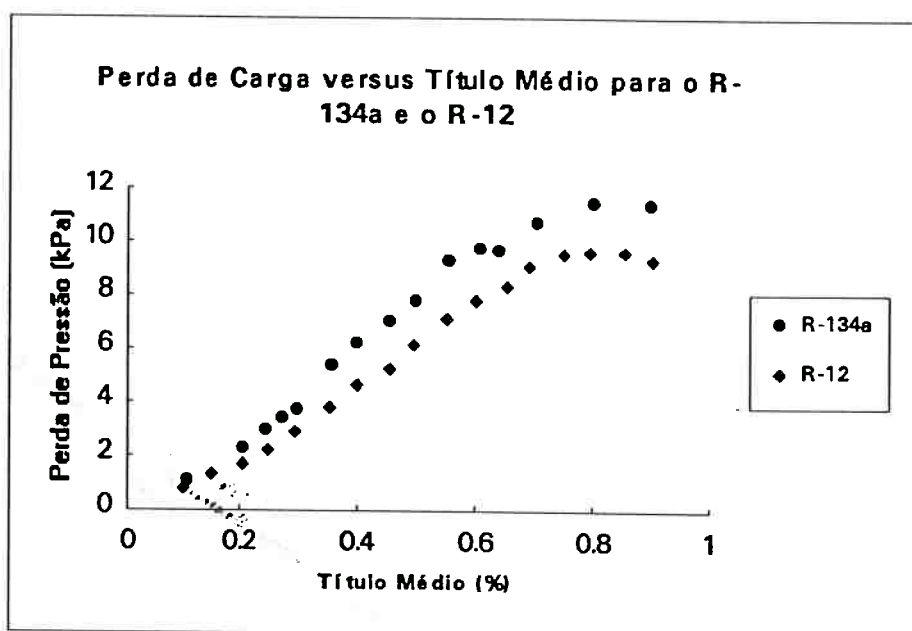


Figura 4.1 - Perda de pressão em função do título médio para o R-134a e R-12.

A Figura 4.2 apresenta a perda de carga para diversos refrigerantes (substâncias puras e misturas de refrigerantes) que são objetivos deste estudo, a saber: R-134a, MP-39 (zeotropo), R-12, R-22 e R-32/125 (azeotropo) em função do título médio na seção de testes. A seção de testes em que foram gerados os dados apresentados nesta figura tem comprimento de $1,2954 \text{ m}$ e diâmetro de $10,92 \text{ mm}$, sendo os testes realizados nas seguintes condições: seção de testes adiabática, fluxo de massa de $300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ e temperatura de saturação de $5,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Como obtido na figura anterior, a

perda de pressão aumenta com o título médio até atingir um valor em torno de 85 %, depois estabiliza e tende a decrescer. Observa-se que o R-134a é o refrigerante que oferece maior resistência ao escoamento (atrito) seguindo-se do MP-39, R-12, R-22, e finalmente o R-32/125 que entre eles é o que se observa menor resistência ao escoamento. Isto pode ser explicado usando o parâmetro de Lockhart-Martinelli, que leva em conta a razão entre as densidades das fases vapor e líquido e aquela entre as viscosidades das fases líquido e vapor. Diferentes densidades implicam em diferentes velocidades no escoamento para o mesmo fluxo de massa, enquanto que diferentes viscosidades implicam em diferentes tensões de cisalhamento. O produto entre estas razões é conhecido como índice de propriedades " Γ ". Para um mesmo título e mesmo fluxo de massa, quanto maior este índice maior o multiplicador bifásico " ϕ_{LO}^2 " (vide tabela 3.2), e conseqüentemente, maior a perda de pressão por atrito considerando a mesma relação para a perda de pressão monofásica " Δp_{LO} ".

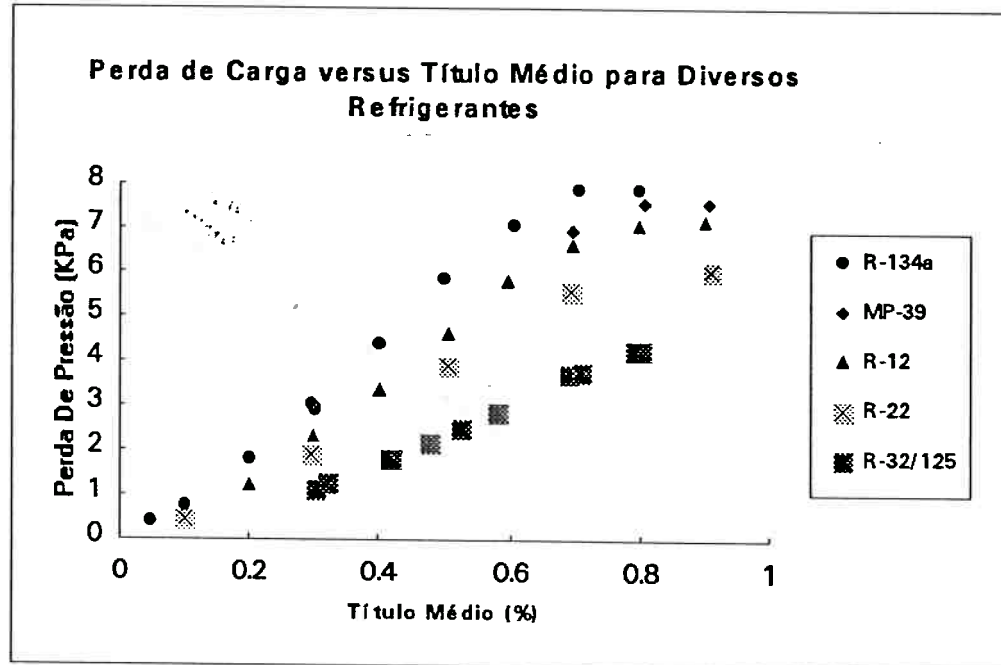


Figura 4.2 - Perda de pressão em função do título médio para diversos refrigerantes.

A Figura 4.3 apresenta a perda de pressão para diversos valores de fluxos de massa, a saber: 100, 200, 300, 400 e 500 kg/m².s em função do título médio na seção de testes. A seção de testes em que foram gerados estes dados, tem um comprimento de

1,2954 m e diâmetro de 10,92 mm, sendo os testes realizados nas seguintes condições: seção de testes adiabática, refrigerante R-134a e temperatura de saturação de 5,0 °C. Também neste caso, a perda de pressão obtida é praticamente devida somente a perda de pressão por atrito. Observa-se claramente que a perda de pressão aumenta diretamente com o aumento do fluxo de massa. Sabe-se que a perda de pressão por atrito cresce com o quadrado da velocidade, e como o aumento do fluxo de massa implica num aumento da velocidade média do fluido, isto portanto já era esperado.

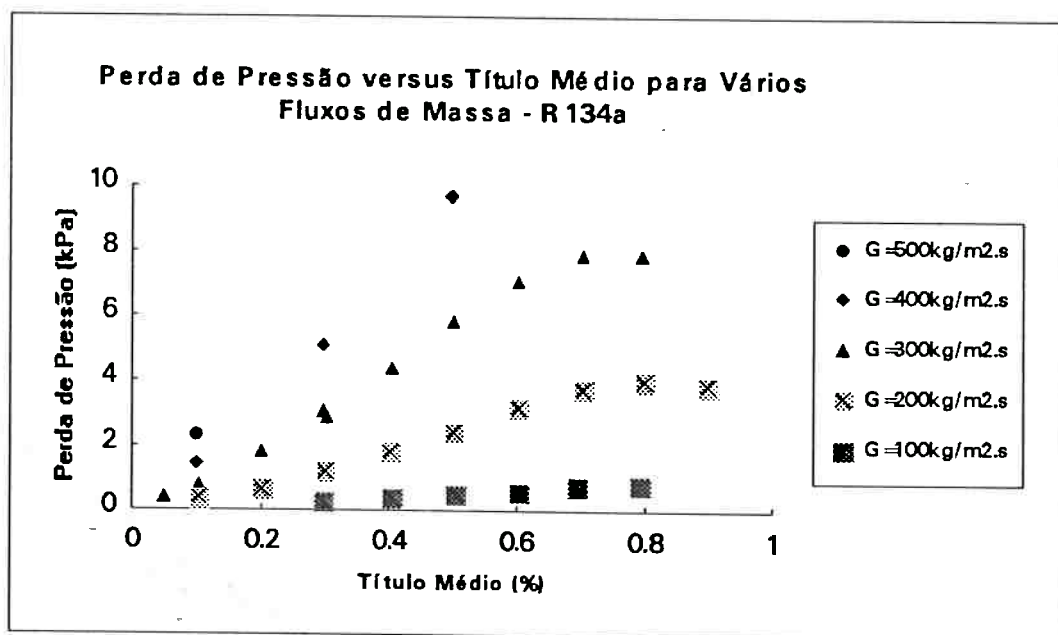


Figura 4.3 - Perda de pressão em função do título. Fluxos de massa 100 a 500 kg/m².s.

As Figuras 4.4 e 4.5 apresentam a perda de pressão para diversos valores de temperaturas de saturação, a saber: -5, 0, 5, 10 e 15 °C em função do título médio na seção de testes, respectivamente, para os refrigerantes R-134a e R-22. As seções de testes em que foram gerados os dados apresentados nestas figuras tem comprimentos respectivos de 2,4384 e 1,2954 m, e diâmetro de 10,92 mm. Os testes foram realizados nas seguintes condições: seção de testes adiabática, refrigerante R-134a e R-22, e fluxos de massa de 262 e 300 kg/m².s, respectivamente. A perda de pressão obtida é praticamente devida somente a perda de pressão por atrito. Ao contrário do caso anterior, a perda de pressão diminui com o aumento da temperatura de saturação. Isto

também pode ser explicado usando o parâmetro de Lockhart-Martinelli. Com a diminuição de temperatura, o produto da razão entre as densidades das fases vapor e líquido pela razão entre as viscosidades das fases líquido e vapor, ou índice de propriedades "F" aumenta, e portanto aumenta a perda de pressão.

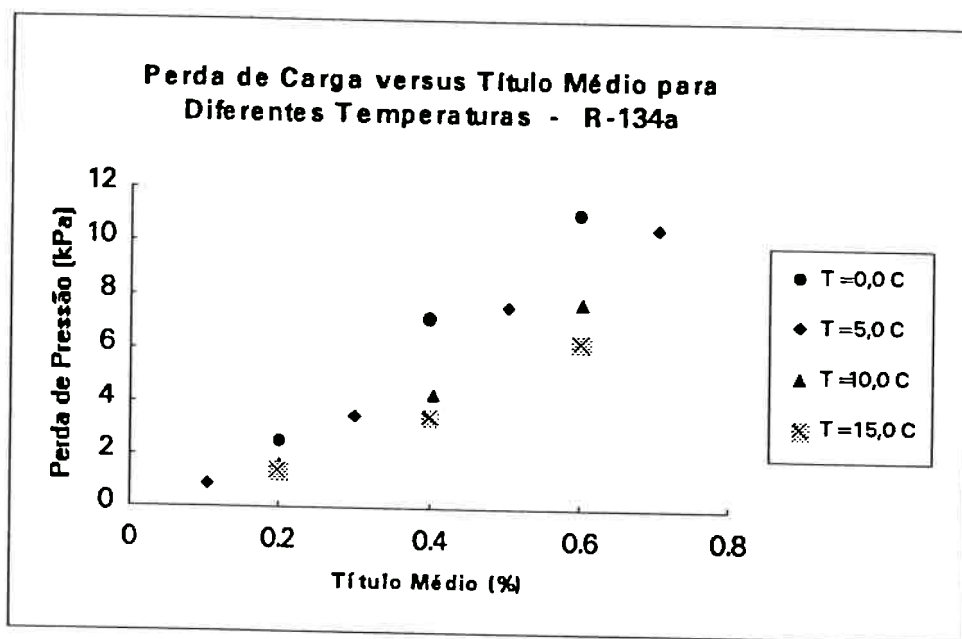


Figura 4.4 - Perda de pressão em função do título médio para o R-134a e temperaturas de saturação variando de 0,0 e 15,0 °C.

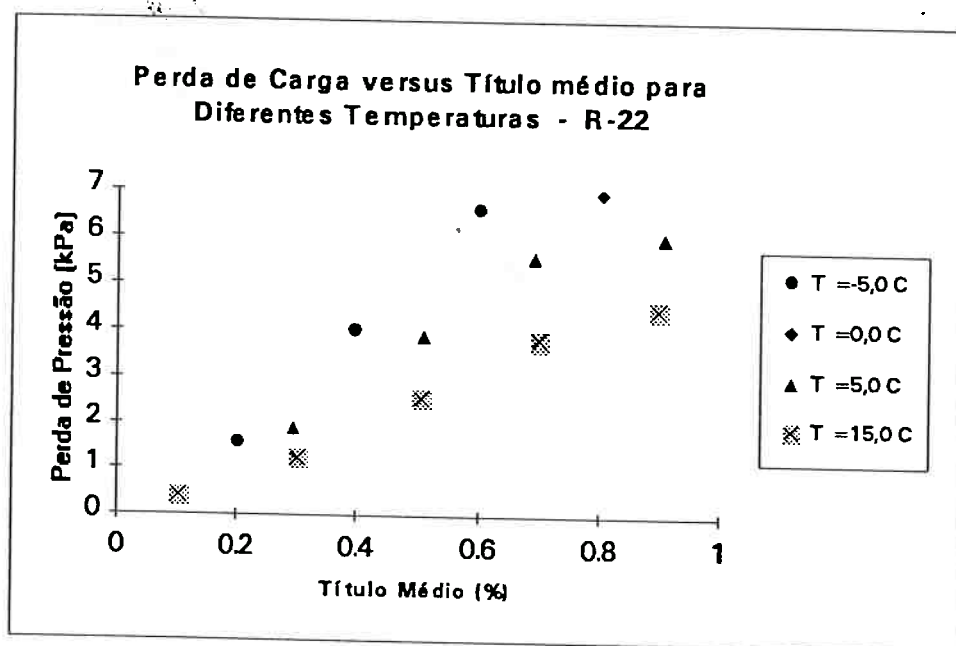


Figura 4.5 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22 e temperaturas de saturação variando de -5,0 a 15,0 °C.

A Figura 4.6 apresenta a perda de pressão para diversos valores de fluxos de calor, a saber: 5, 10, 20 e 30 kW/m² em função do título médio na seção de testes. A seção de testes em que foram gerados os dados apresentados nesta figura tem um comprimento de 1,2954 m e diâmetro de 10,92 mm, sendo os testes realizados nas seguintes condições: refrigerante R-134a, fluxo de massa de 300 kg/m².s e temperatura de saturação de 5,0 °C. A perda de pressão obtida é devido ao atrito e à aceleração do fluido. Observa-se que a perda de pressão aumenta com o aumento do fluxo de calor. Isto já era de se esperar, uma vez que quanto maior o fluxo de calor maior a evaporação da fase líquida com conseqüente aceleração do fluido. Uma vez que a velocidade média aumenta, também aumenta a perda de pressão.

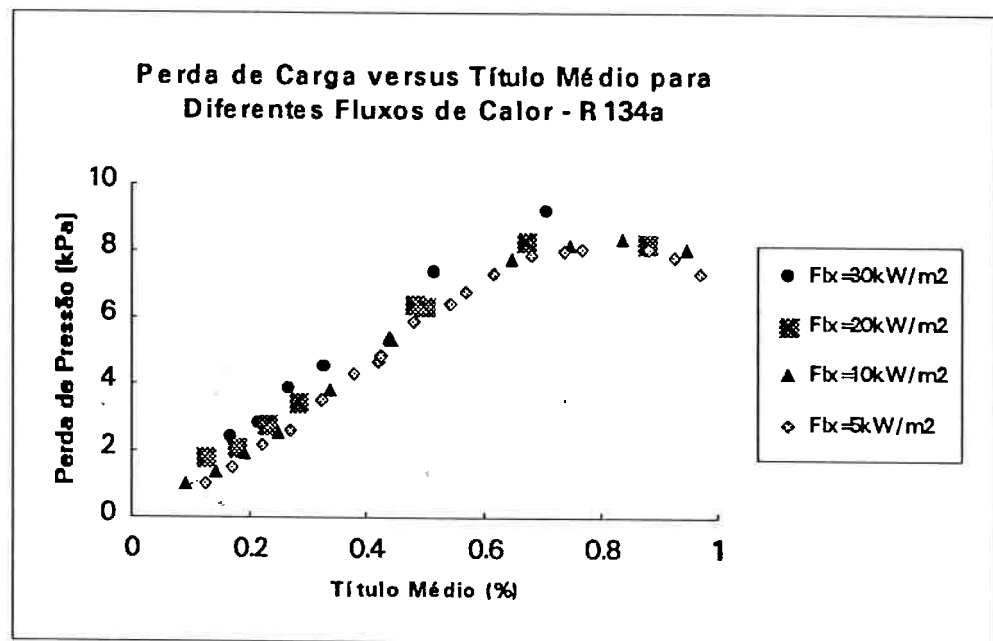


Figura 4.6 - Perda de pressão em função do título médio para fluxos de calor variando entre 5 e 30 kW/m².

A Figura 4.7 apresenta a perda de pressão para dois valores diferentes de diâmetro da seção de escoamento em função do título médio. A seção de testes em que foram gerados os dados apresentados nesta figura, tem comprimento de 1,2954 m para o diâmetro de 10,92 mm e comprimento de 1,27 m para o diâmetro de 7,75 mm. Os testes foram realizados nas seguintes condições: refrigerante R-134a, seção de testes

adiabática, fluxo de massa de $300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ e temperatura de saturação de $5,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Como obtido na figura 4.7.2, a perda de pressão aumenta com o título médio até um valor em torno de 85 % e depois estabiliza e tende a decrescer. Observa-se claramente que a perda de pressão aumenta com a redução do diâmetro, mantidas as mesmas condições. Isto pode ser claramente visto através da equação de Darcy (equação 26). Fazendo um balanço de forças entre o fluido e a parede pode-se mostrar que para um mesmo comprimento do tubo, a área da seção transversal de escoamento varia com o quadrado do diâmetro onde são aplicadas as forças de pressão, enquanto que a área de contato entre o fluido e o tubo varia com o diâmetro simples onde são aplicadas as tensões de cisalhamento. Portanto para o equilíbrio destas forças, a perda de pressão tem que aumentar com a redução do diâmetro do tubo.

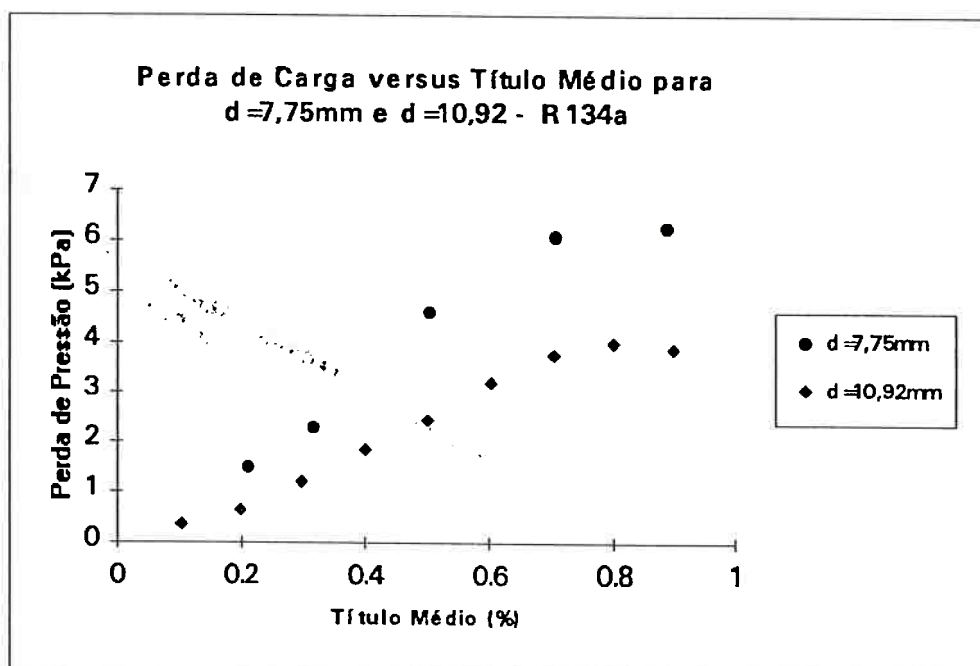


Figura 4.7 - Perda de pressão em função do título médio para diferentes valores de diâmetro da seção de escoamento do tubo.

A Figura 4.8 apresenta a perda de pressão para diversos valores de concentração em massa de óleo " ω ", a saber: 0, 1, 3 e 5 % em função do título médio na seção de testes. A seção de testes em que foram gerados os dados apresentados nesta figura tem um comprimento de $2,4384 \text{ m}$ e diâmetro de $10,92 \text{ mm}$, sendo os testes

realizados nas seguintes condições: refrigerante R-134a, óleo lubrificante PAG (Poli-Alcalino Glicol), fluxo de calor de 5 kW/m^2 , fluxo de massa de $262 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ e temperatura de saturação de $5 \text{ }^\circ\text{C}$. A perda de pressão resultante é devida ao atrito e à aceleração do fluido. Observa-se que a perda de pressão aumenta com o aumento da concentração de óleo, mantidas as mesmas condições. Isto pode ser claramente visto para um fluido monofásico através da equação de Darcy (equação 26). O coeficiente de atrito (equação 27 ou 28) decresce com o número de Reynolds, que por sua vez decresce com a viscosidade, e portanto aumenta a perda de pressão. O óleo tende a misturar-se com a fase líquida, ficando próximo a parede do tubo e aumentando a tensão de cisalhamento entre o fluido e o tubo, e quanto maior a tensão de cisalhamento, tanto maior será a perda de carga.

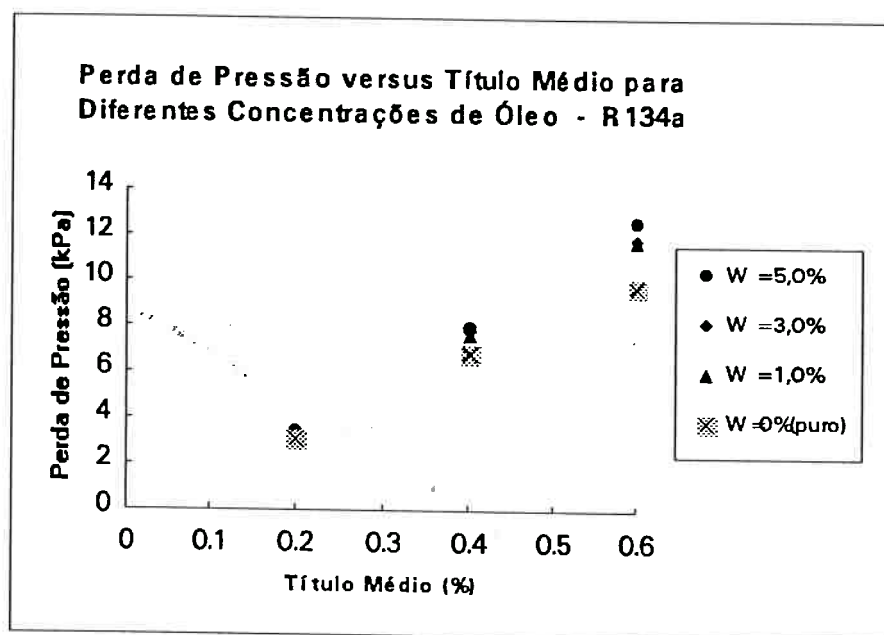


Figura 4.8 - Perda de pressão em função do título médio para concentrações em massa de óleo " ω " de 0, 1, 3 e 5%.

4.3 - Perda de Pressão em Meias Curvas "Return Bends"

Para a avaliação da perda de pressão em meias curvas ("return bends") foram utilizadas para cada teste duas medidas de pressão em cada seção de testes construída, ou seja, uma medida em um trecho horizontal, adiabático e reto, e outra em um trecho horizontal, adiabático e curvo (180°), ambas em tubos de cobre de mesmo comprimento e diâmetro. Foi utilizado o mesmo transdutor de pressão em ambas as medidas para que se obtivesse uma precisão maior nos resultados. A diferença entre as duas medidas constitui-se na perda de pressão devido à forma ou variação da quantidade de movimento angular do fluido, e aqui denominada perda de pressão numa meia curva.

A Figura 4.9 apresenta a perda de pressão na meia curva em função do título médio para os refrigerantes R-134a e R-22. A seção de testes em que foram gerados os dados apresentados nesta figura tem comprimento de 1,2954 m, diâmetro do tubo de 10,92 mm e diâmetro da curva de 76,2 mm ($\delta=0,379$), sendo os testes realizados nas seguintes condições: seção de testes adiabática, fluxo de massa de $300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ e temperatura de saturação média de $5,0^\circ \text{C}$. Observa-se claramente que a perda de pressão para o refrigerante R-134a é maior que aquela obtida com o refrigerante R-22. Para as mesmas condições de temperatura, a densidade média para o R-134a é menor que a do R-22, e portanto, como o fluxo de massa é mantido constante, a velocidade média de escoamento do primeiro é maior que aquela obtida com o segundo. Quanto maior a velocidade média de escoamento, maior é a força centrípeta atuando no fluido ao passar pela meia curva, e portanto maior a magnitude do escoamento secundário, e conseqüentemente, maior a perda de carga no escoamento. Além disto, a viscosidade do líquido para o R-134a é maior que aquela para o R-22, o que também implica numa força viscosa maior, e conseqüentemente, maior intensidade do escoamento secundário e perda de carga no escoamento. Pode-se concluir portanto, que era de se esperar que a perda de pressão devido a meia curva para o refrigerante R-134a seja maior que aquela para o refrigerante R-22.

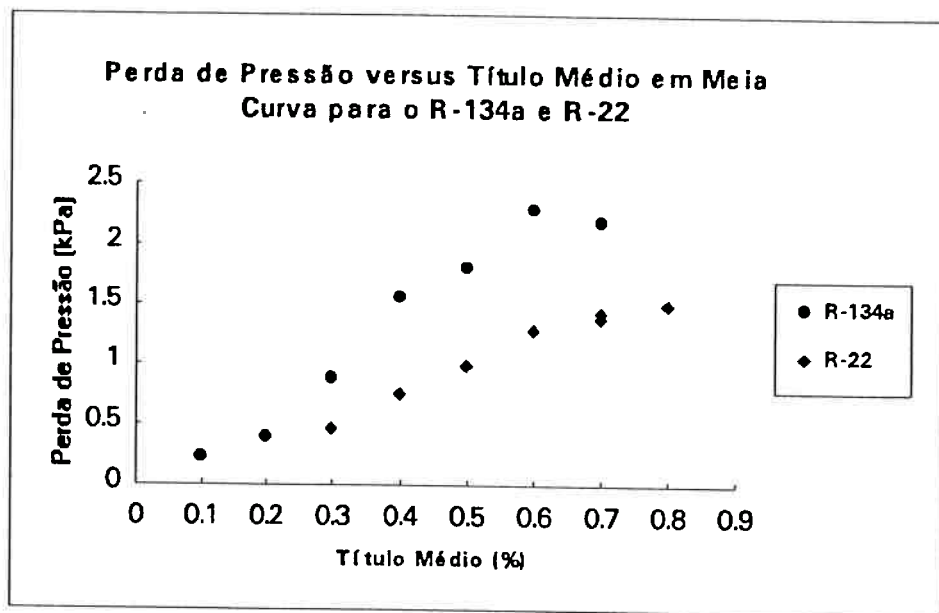


Figura 4.9 - Perda de pressão em função do título médio para R-134a e R-22 ($\delta=0,379$).

As Figuras 4.10 e 4.11 apresentam a perda de pressão numa meia curva em função do título médio para diversos fluxos de massa, a saber: 200, 300 e 400 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$, para dois parâmetros de meia curva, respectivamente, $\delta=0,41$ e $\delta=0,379$. As seções de testes em que foram obtidos os dados apresentados nestas figuras tem comprimentos de 1,27 m e 1,2954 m, diâmetros dos tubos de 8,00 mm e 10,92 mm, e diâmetros das curvas de 47,6 mm e 76,2 mm, respectivamente, sendo os testes realizados nas seguintes condições: seção de testes adiabática, refrigerante R-22 e temperatura de saturação média de 5,0 °C. Observa-se, claramente que a perda de pressão na meia curva aumenta diretamente com o aumento do fluxo de massa, e aumenta com o título médio até atingir um valor em torno de 70 a 85 %, depois estabiliza e tende a decrescer. O aumento do fluxo de massa implica num aumento da velocidade média de escoamento do fluido. Como o aumento da velocidade média de escoamento implica numa maior intensidade do escoamento secundário na meia curva, maior é a força centrípeta atuando no fluido ao passar pela meia curva, maior a intensidade do escoamento secundário, e conseqüentemente, maior a perda de carga no escoamento. Pode-se esperar portanto uma maior perda de pressão com o aumento do fluxo de massa. Observe também que para $G=400 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, mais rápido se atinge o pico de perda de pressão em função do

título médio em ambos os casos ($\delta=0,41$ e $\delta=0,379$), quando comparados com $G=200$ $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$. Esta diferença no pico de perda de pressão pode ser resultante de diferentes regimes de escoamento, uma vez que para pequenos valores de fluxos de massa temos a tendência de encontrar predominantemente o regime de escoamento estratificado, enquanto que para grandes valores de fluxos de massa encontramos o regime de escoamento anular para os intervalos de parâmetros aqui estudados. No regime anular, ao passar pela curva, as fases vapor e líquido tem maior capacidade de mistura, o que por sua vez supõe-se induzir numa maior evaporação ("flashing") da fase líquida ao atravessar a meia curva, e que por sua vez implica numa maior perda de carga durante o processo de recuperação da pressão ("pressure recovery"). Esta capacidade de mistura portanto deve antecipar o pico de pressão devido à forma numa meia curva.

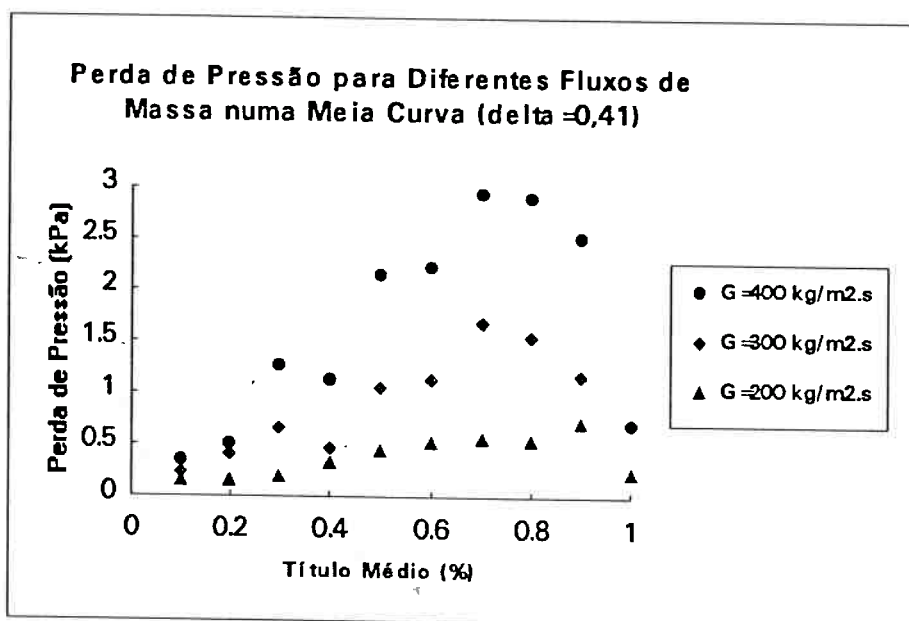


Figura 4.10 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22 ($\delta=0,41$) e para fluxos de massa de 200, 300 e 400 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$.

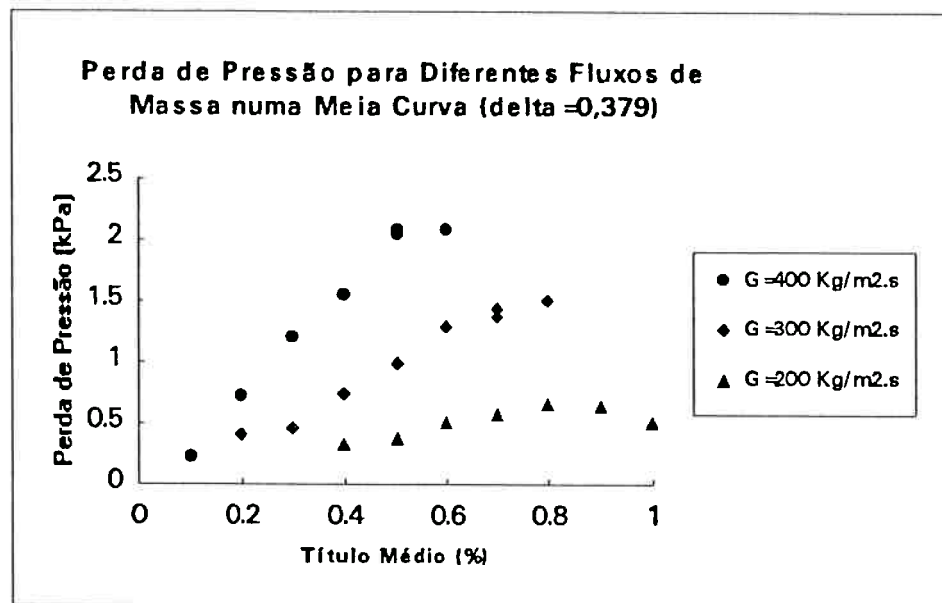


Figura 4.11 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22 ($\delta=0,379$) e para fluxos de massa de 200, 300 e 400 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$.

As Figuras 4.12 e 4.13 apresentam a perda de pressão devido à forma na meia curva em função do título médio para temperaturas de saturação média variando de $-5,0$ a $15,0$ $^{\circ}\text{C}$ e fluxos de massa, respectivamente, de 300 e 400 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$. A seção de testes em que foram gerados os dados apresentados nestas figuras tem comprimento de 1,27 m, diâmetro do tubo de 8,00 mm e diâmetro da curva de 76,2 mm ($\delta=0,324$), sendo os testes realizados nas seguintes condições: seção de testes adiabática, refrigerante R-22 e fluxos de massa de 300 e 400 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$. Ao contrário do caso anterior, a perda de pressão aumenta com o decréscimo da temperatura de saturação. Quanto menor a temperatura de saturação, maior a viscosidade do líquido, e conseqüentemente maior a força viscosa atuando no fluido. Isto por sua vez implica numa maior intensidade do escoamento secundário, e conseqüentemente, maior a perda de carga no escoamento. Pode-se esperar portanto uma maior perda de pressão devido à forma na meia curva com a diminuição da temperatura de saturação.

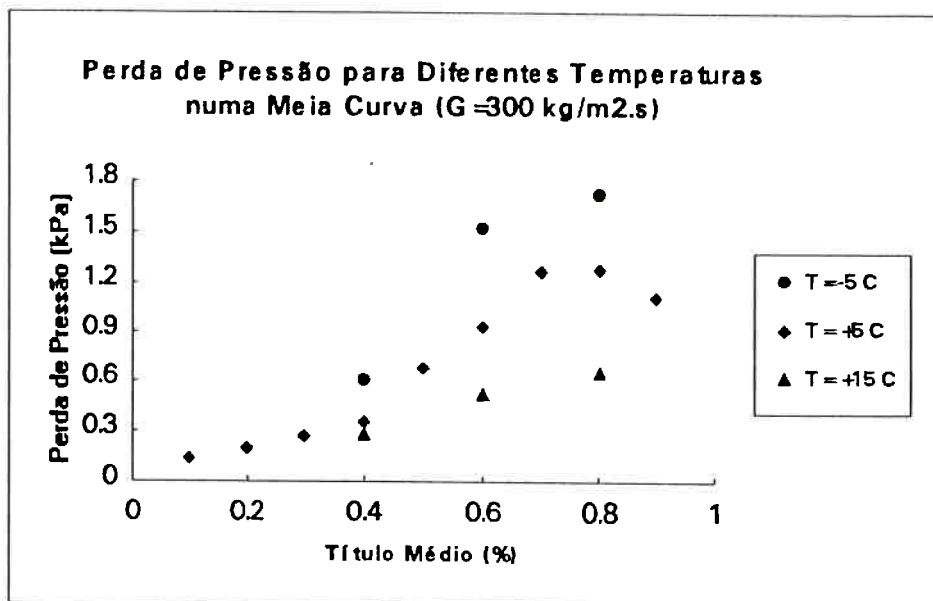


Figura 4.12 - Perda de pressão em função do título médio para temperaturas de saturação de $-5,0$; $5,0$ e $15,0 \text{ }^\circ\text{C}$ e fluxo de massa de $300 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ (R-22).

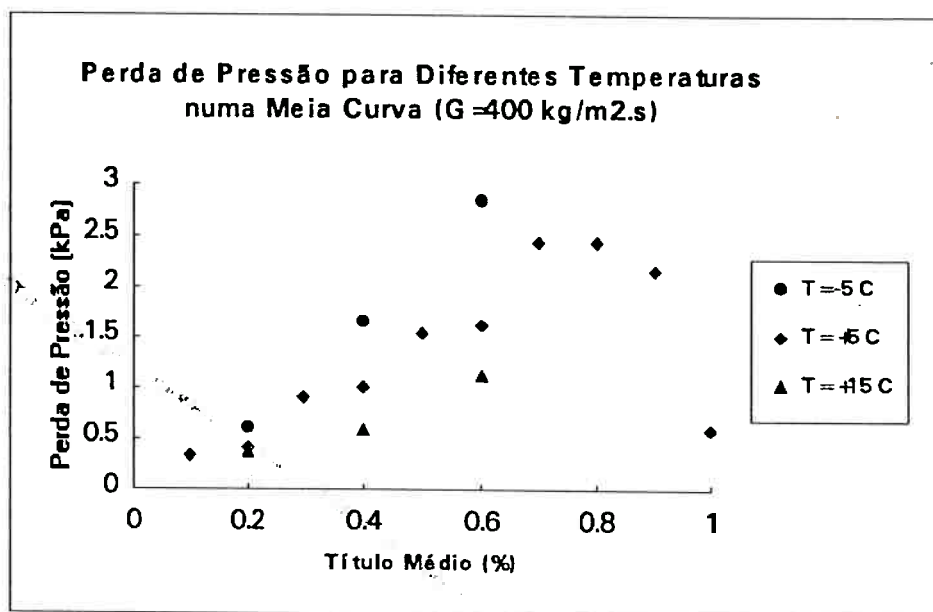


Figura 4.13 - Perda de pressão em função do título médio para temperaturas de saturação de $-5,0$; $5,0$ e $15,0 \text{ }^\circ\text{C}$ e fluxo de massa de $400 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ (R-22).

Finalmente, as Figuras 4.14 e 4.15 apresentam a perda de pressão devido à forma na meia curva em função do título médio para diferentes parâmetros " δ ", e fluxos de massa, respectivamente, de 300 e $400 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$. As seções de testes em que foram obtidos os dados apresentados nestas figuras tem comprimentos de $1,27 \text{ m}$ e

1,2954 m, diâmetros dos tubos de 8,00 mm e 10,92 mm, e diâmetros das curvas de 47,6 mm e 76,2 mm, sendo os testes realizados nas seguintes condições: seção de testes adiabática, refrigerante R-22 e temperatura de saturação média de 5,0 °C. Através destas figuras, pode-se observar que quanto maior o parâmetro da meia curva, i.e. " $\delta=(d/D)^{0,5}$ ", maior a perda de pressão na meia curva. Isto pode ser explicado com a aumento do diâmetro do tubo "d" ou decréscimo do diâmetro da meia curva "D". O aumento do primeiro, aumenta o espaço disponível para mistura e posterior separação (recuperação de pressão) entre as fases. Com a diminuição do segundo, aumenta força centrípeta atuando no fluido, e portanto uma maior intensidade de escoamento secundário. Consequentemente, uma maior capacidade de mistura e evaporação ("flashing") e uma maior intensidade do escoamento secundário, implicam numa maior perda de carga do fluido na meia curva.

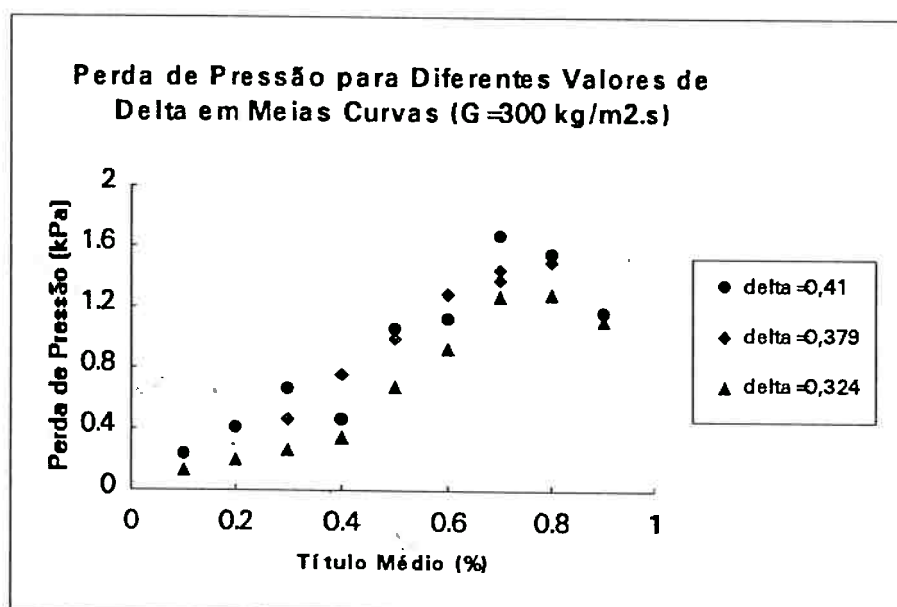


Figura 4.14 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22, vários parâmetros de meias curvas " δ " e fluxo de massa de 300 kg/m².s.

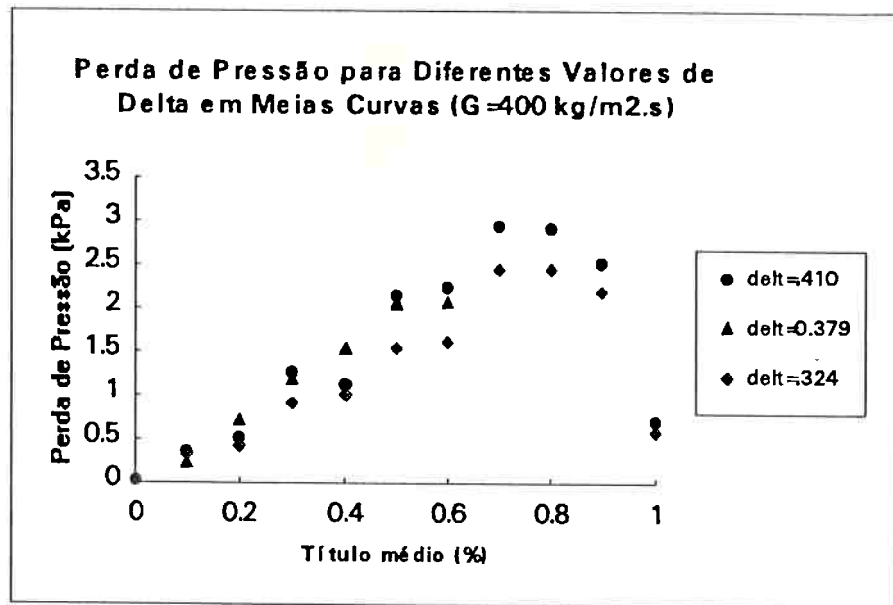


Figura 4.15 - Perda de pressão em função do título médio para o R-22, vários parâmetros de meias curvas " δ " e fluxo de massa de $400 \text{ kg/m}^2.\text{s}$.

5 - PERDA DE PRESSÃO EM TUBOS RETOS HORIZONTAIS

5.1 - Correlação dos Resultados Experimentais

Para a determinação da perda de pressão por atrito em tubos retos, os testes experimentais foram realizados sem adição de calor à seção de testes, e esta foi termicamente isolada do meio ambiente por uma camada isolante de pelo menos 5 cm. Consequentemente pode-se considerar escoamento bifásico adiabático, e portanto não há nenhuma mudança de fase, quando dos testes para a determinação dos multiplicadores bifásicos, utilizados para determinar a perda de pressão por atrito. Assumindo também que o escoamento está plenamente desenvolvido na seção de testes, a contribuição dos termos de aceleração e gravitacional para a perda de pressão podem ser considerados desprezíveis [ASHRAE (1989)].

Os testes experimentais foram conduzidos durante escoamento bifásico turbulento em tubos retos horizontais, utilizando refrigerantes puros (i.e., R-134a, R-12 e R-22) e misturas de refrigerantes azeotrópica (R-32/125) e zeotrópica (MP-39). O Apêndice VI apresenta os dados experimentais obtidos para o desenvolvimento da correlação semi-empírica para determinação do multiplicador bifásico " ϕ_{L0}^2 ", durante escoamento bifásico adiabático turbulento para os refrigerantes puros e misturas de refrigerantes utilizados.

5.1.1 - Perda de Pressão por atrito para refrigerantes puros

Uma correlação semi-empírica para estimar a perda de pressão por atrito quando do escoamento bifásico turbulento para os refrigerantes puros R-134a e R-12 foi desenvolvida [Pimenta et al. (1992) e Souza et al. 1992c)], utilizando o modelo de deslizamento (Slip Model), onde as fases são consideradas escoar separadamente.

O Apêndice I apresenta um modelo simples para cálculo da perda de pressão por atrito, onde a pressão é considerada uniforme na seção transversal do tubo, sem nenhuma interação entre as fases e considerando escoamento turbulento para o líquido e para o vapor. Através deste modelo físico-matemático proposto para avaliar os

multiplicadores bifásicos " ϕ_{L^2} " e " ϕ_{Lo^2} ", e portanto, para determinar a perda de pressão por atrito, pode-se concluir que os multiplicadores bifásicos podem ser expressos como função do parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ". É bom observar que o parâmetro " X_{tt} " já inclui o índice de propriedades " Γ ", ou seja, a razão entre as densidades e viscosidades das fases líquido e vapor. Uma vez que o número de Froude naturalmente aparece quando forças de gravidade são significativas no escoamento com relação às forças de inércia [Wallis (1969)], os dados experimentais para os refrigerantes puros R-134a e R-12, foram correlacionados através dos parâmetros adimensionais de Lockhart-Martinelli " X_{tt} " e do número de Froude " Fr_{Lo} " para a fase líquida. A dependência com o número de Froude " Fr_{Lo} " da perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico de refrigerantes, está intrinsecamente associada a tensão de cisalhamento entre o fluido e a parede do tubo, e conseqüentemente, à diferentes regimes de escoamento.

Uma análise por regressão linear foi realizada utilizando 52 testes adiabáticos para o R-134a e 45 para o R-12, a fim de se obter uma dependência funcional entre o multiplicador bifásico " ϕ_{Lo^2} " e os parâmetros adimensionais " X_{tt} " e " Fr_{Lo} ", cujo coeficiente de correlação obtido foi de 0,98. O erro absoluto médio obtido foi de 0,45 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 4,6 %.

A correlação semi-empírica final obtida da regressão pode ser expressa através da seguinte equação:

$$\phi_{Lo}^2 = \left(1,376 + c_1 X_{tt}^{-c_2} \right) |1 - x|^{1,75} \quad (43)$$

onde tem-se que para:

$$Fr_{Lo} < 0,07 \quad \Rightarrow \quad c_1 = 4,548 \quad \text{e} \quad c_2 = 1,761 \quad (43a)$$

para:

$$\begin{aligned} 0,07 \leq Fr_{Lo} \leq 0,7 \\ c_1 = 4,172 + 5,480 Fr_{Lo} - 1,564 Fr_{Lo}^2 \\ c_2 = 1,773 - 0,169 Fr_{Lo} \end{aligned} \quad (43b)$$

e finalmente, para:

$$Fr_{Lo} > 0,7 \quad \Rightarrow \quad c_1 = 7,242 \quad \text{e} \quad c_2 = 1,655 \quad (43c)$$

Para o intervalo de fluxos de massa analisados (50 a 600 kg/m².s), foram observados todos os regimes de escoamento descritos anteriormente, e em particular, ocorre uma transição entre o regime de escoamento "estratificado-ondulado" e o regime de escoamento "anular". Para os regimes de escoamento predominantemente anular (correspondentes a números de Froude " Fr_{Lo} " maiores que 0,7), ou predominantemente estratificado-ondulado (correspondentes a números de Froude " Fr_{Lo} " menores que 0,07), o multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " pode ser bem correlacionado somente com o parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ", uma vez que praticamente não há variação do regime de escoamento ao longo do evaporador. Consequentemente, para números de Froude maiores 0,7 ou menores que 0,07, a dependência dos coeficientes " c_1 " e " c_2 " com o número de Froude " Fr_{Lo} " na equação "43a" ou "43c" é desconsiderada.

Conforme mencionado anteriormente, os valores limite para o número de Froude igual a 0,07 e 0,7, foram constatados experimentalmente através de observação visual quando da realização dos diversos testes no circuito de evaporação, tanto adiabáticos quanto àqueles com adição de calor. No entanto, o Apêndice IX apresenta uma discussão teórica elucidativa sobre esta constatação experimental.

A Figura 5.1 apresenta uma comparação gráfica entre os valores do multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " (Φ_{2Liq0}) obtido através da correlação semi-empírica para refrigerantes puros proposta neste trabalho (equação 43, 43a, 43b e 43c) e aqueles obtidos experimentalmente. Pode-se observar que os valores calculados através da correlação semi-empírica obtida, para ambos os refrigerantes R-134a e R-12, e os dados obtidos experimentalmente para o multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 10\%$.

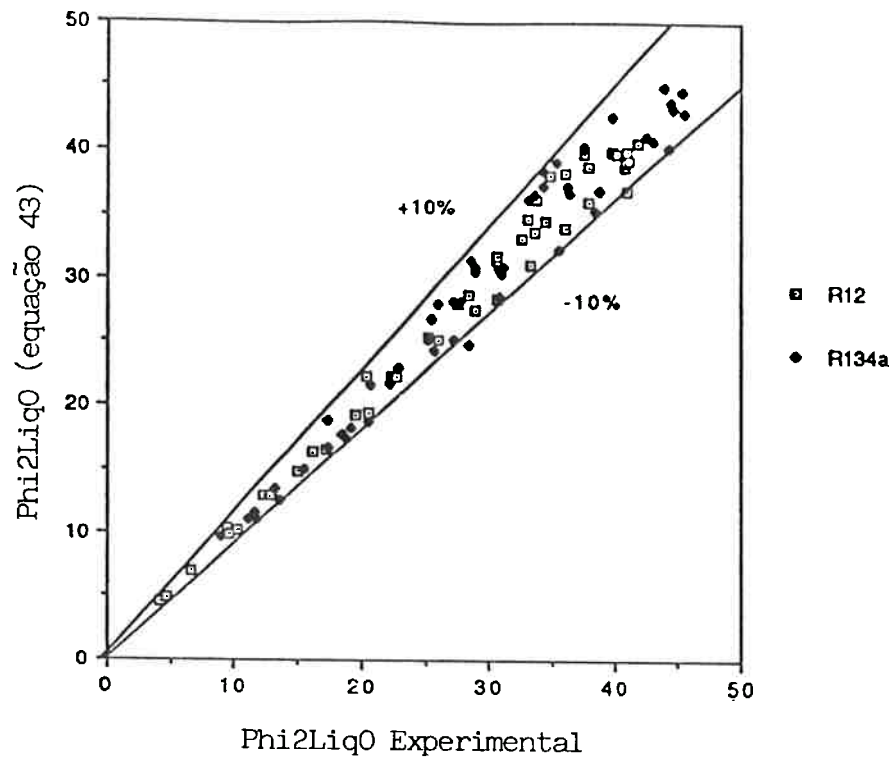


Figura 5.1 - Comparação do multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " (equação 43) e experimental.

Para obtenção da correlação semi-empírica descrita pela equação 43 (i.e., para os refrigerantes R-134a e R-12) e utilizando o método da Raiz da Soma dos Quadrados "RSS" [Moffat (1988)] para avaliação das medidas experimentais dos parâmetros que afetam diretamente a perda de pressão por atrito, e após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados, tem-se que a incerteza total estimada (Apêndice X) para o cálculo do multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " é de $\pm 0,64$ kPa. Uma vez que o erro absoluto médio desta correlação (equação 43) em relação aos dados experimentais foi de apenas 0,45 kPa, e portanto menor que a incerteza total estimada no desenvolvimento desta correlação através dos dados experimentais, pode-se concluir que a correlação semi-empírica descrita pela equação 43 é adequada quando comparada aos dados experimentais obtidos para levantamento desta.

A Figura 5.2 apresenta uma comparação entre os multiplicadores bifásicos " ϕ_{Lo}^2 " (Phi2Liq0) para valores do número de Froude " Fr_{Lo} " igual a 0,07 e 0,7 (equações "43a" e "43c"), ou seja, para regimes de escoamento predominantemente

"estratificado-ondulados" e "anulares", respectivamente. Foi assumido para efeito de comparação, que o valor do índice de propriedades " Γ " fosse igual ao valor médio encontrado para os refrigerantes aqui utilizados (R-134a e R-12), que é de 5,66 (vide Tabela 3.2).

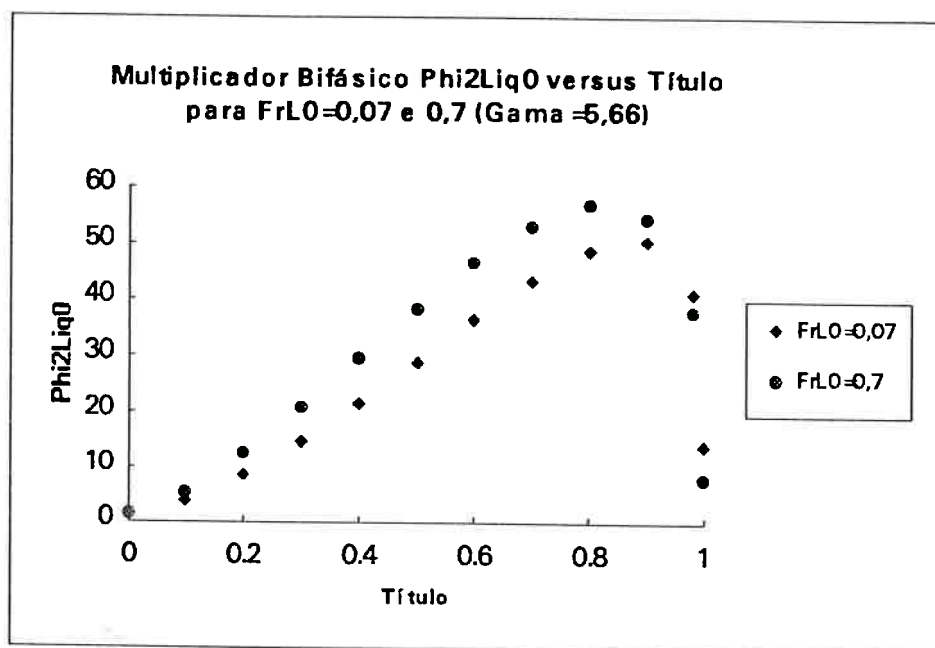


Figura 5.2 - Efeito de diferentes regimes de escoamento ou " Fr_{L0} " (0,07 e 0,7) no multiplicador bifásico " ϕ_{L0}^2 ", obtidos pelas equações 43a e 43c.

Pode-se observar claramente, conforme se esperava, que a resistência ao escoamento do fluido ou multiplicador bifásico de atrito, é maior no regime de escoamento anular quando comparado ao regime de escoamento estratificado-ondulado. É bom lembrar que no regime de escoamento anular somente o líquido está em contato com a parede do tubo, enquanto que no regime de escoamento estratificado-ondulado, o vapor e o líquido estão em contato com esta. Como a viscosidade do líquido é bem maior que àquela do vapor (da ordem de 20 vezes), espera-se uma tensão de cisalhamento maior entre o fluido bifásico e a parede do tubo para o regime de escoamento anular.

5.1.2 - Perda de Pressão por atrito para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes

Da mesma forma anterior, foi desenvolvida uma correlação semi-empírica para estimar a perda de pressão por atrito quando do escoamento bifásico turbulento para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes, utilizando um modelo de deslizamento ("Slip Model") proposto por Chisholm (1973 e 1983), e os refrigerantes R-134a, R-12, MP-39, R-22 e R-32/125.

O Apêndice II apresenta um modelo físico-matemático proposto por Chisholm (1973), onde o multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " para o cálculo da perda de pressão por atrito pode ser calculado em função de " Γ ", do título mássico da mistura " x " e de um coeficiente " B " determinado teoricamente (B_{teo}) ou experimentalmente (B_{exp}). Assumindo que o coeficiente de atrito para cada fase seja dado por uma correlação tipo Blasius (equação 27), pode-se expressar " ϕ_{Lo}^2 " através da seguinte equação:

$$\phi_{Lo}^2 = 1 + [\Gamma^2 - 1] [B[x(1-x)]^{0,875} + x^{1,75}] \quad (44)$$

onde o valor teórico do coeficiente " B " utilizando estas condições é dado por:

$$B = \frac{C\Gamma - 2^{1,75} + 2}{\Gamma^2 - 1} \quad (45)$$

e " C " determinado teoricamente é dado por:

$$C_{teo} = \left\langle \frac{1}{S} \right\rangle \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} + S \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (8)$$

Uma vez que o modelo baseia-se em hipóteses simplificadoras onde, por exemplo, é assumido escoamento homogêneo para as fases líquido e vapor, e conforme sugerido pelo próprio Chisholm (1973), o valor do coeficiente " B " pode ser determinado experimentalmente como função, por exemplo, de " Γ " e " G " (correlação obtida com dados experimentais de Baroczy). No entanto, uma correlação de " B " e " G " para os dados experimentais obtidos neste trabalho mostram um coeficiente de correlação de apenas "-0,19" e para " B " e " Γ " de apenas "0,05", ou seja, não existe para os dados experimentais aqui obtidos uma correlação entre o coeficiente " B " e o fluxo de massa " G " ou o índice de propriedades " Γ ". Além disto, comparando o valor teórico do

coeficiente "B" assumindo a razão de escorregamento "S" igual a 1, com aquele obtido experimentalmente através da equação 46 (Figura 5.3), fica bastante evidente a necessidade de se obter este coeficiente experimentalmente, como por exemplo, através de uma correlação entre este coeficiente e parâmetros que conhecidamente podem afetar a perda de pressão.

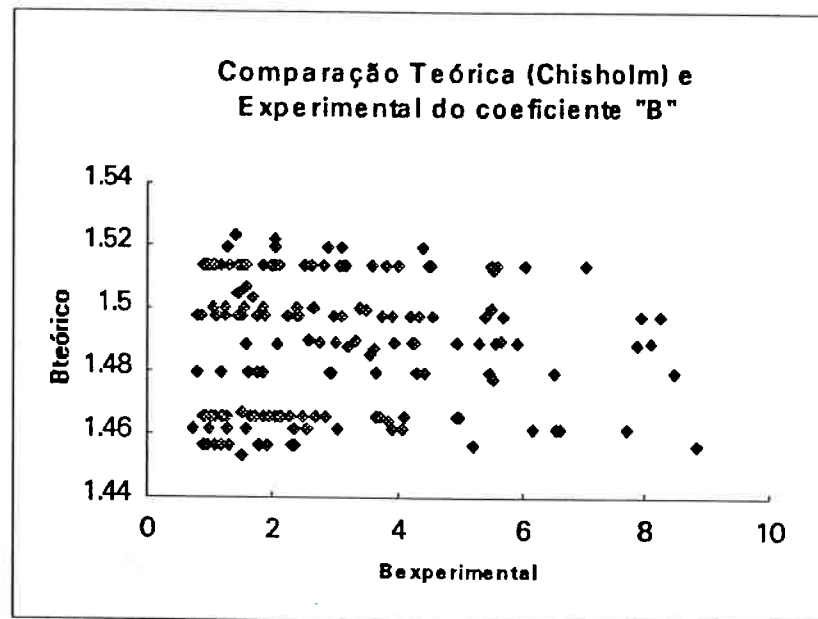


Figura 5.3 - Comparação entre valores do coeficiente "B" determinado pela equação 45 (teórico) e obtidos através da equação 46 (experimentalmente).

A correlação semi-empírica proposta neste trabalho foi obtida fazendo uma regressão linear do coeficiente "B" obtido experimentalmente através de:

$$B_{\text{exp}} = \frac{\langle \Delta p_a / \Delta p_{L0} \rangle^{-1} - x^{1.75}}{\Gamma^2 - 1} \langle x | 1 - x | \rangle^{0.875} \quad (46)$$

e o parâmetro de Lockhart-Martinelli "Xtt", onde os valores de $(\Delta p_a / \Delta p_{L0})$ ou multiplicador bifásico " ϕ_{L0}^2 " foram obtidos através das medidas de perda de pressão durante escoamento bifásico adiabático e através das equações 26 e 28. Assim foi feita uma regressão linear entre os valores de " B_{exp} " e o parâmetro de Lockhart-Martinelli "Xtt", sendo que o coeficiente de correlação obtido foi de 0,97. A Figura 5.4 apresenta o gráfico de " B_{exp} " versus "Xtt".

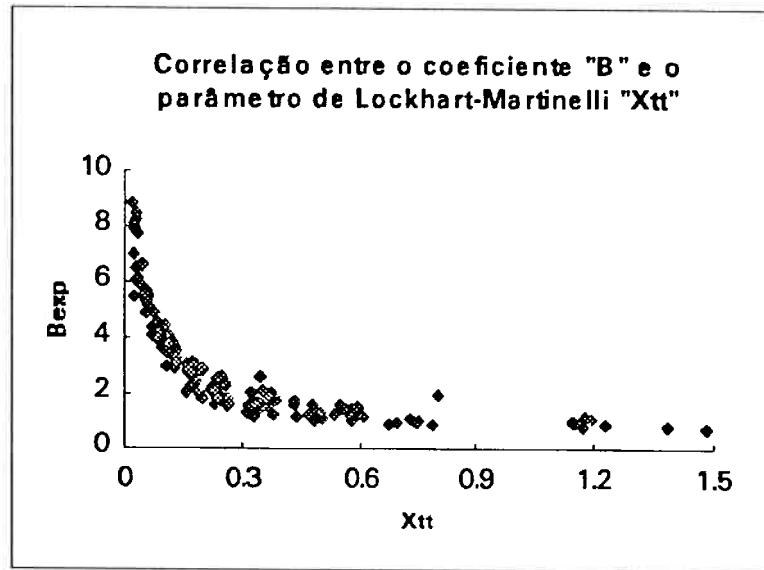


Figura 5.4 - Correlação entre o coeficiente "B" obtido experimentalmente versus "Xtt".

Uma análise por regressão linear foi realizada utilizando 160 pontos experimentais adiabáticos para os refrigerantes R-134a, R-12, MP-39, R-22 e R-32/125, a fim de se obter uma dependência funcional entre o multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " e os parâmetros adimensionais "Xtt" e " Γ ", cujo coeficiente de correlação obtido foi de 0,97. O erro absoluto médio obtido foi de 0,276 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 8,2 %.

A correlação semi-empírica final obtida da regressão pode ser expressa através da seguinte equação:

$$\phi_{Lo}^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1)x^{1,75} (1 + 0,9524\Gamma X_{tt}^{0,4126}) \quad (47)$$

É importante observar que a equação 47 satisfaz as seguintes importantes condições de contorno:

se	$x=0$	\Rightarrow	$\phi_{Lo}^2=1$	e	$\Delta p_s = \Delta p_{Lo}$
se	$x=1$	\Rightarrow	$\phi_{Lo}^2=\Gamma^2$	e	$\Delta p_s = \Delta p_{v0}$
se	$\Gamma^2=1$	\Rightarrow	$\phi_{Lo}^2=1$	e	$\Delta p_s = \Delta p_{Lo} = \Delta p_{v0}$

A Figura 5.5 apresenta uma comparação gráfica entre os valores do multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " obtidos através da correlação semi-empírica para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes proposta neste trabalho (equação 47) e aqueles obtidos experimentalmente. Pode-se observar que os valores calculados através da correlação semi-empírica obtida (equação 47) para todos os refrigerantes utilizados, i.e. R-134a, R-12, MP-39, R-22 e R-32/125, e os dados obtidos experimentalmente para o multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 20\%$.

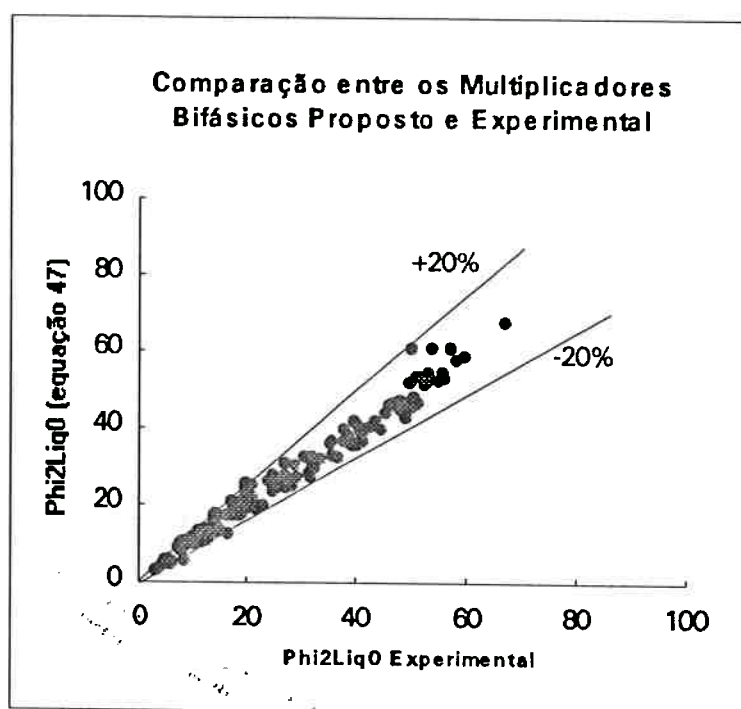


Figura 5.5 - Comparação entre o multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " obtido através da equação "47" com aquele obtido experimentalmente.

Utilizando o método da Raiz da Soma dos Quadrados "RSS" [Moffat (1988)] para avaliação das medidas experimentais dos parâmetros que influenciam diretamente na perda de pressão por atrito quando da obtenção da correlação semi-empírica descrita pela equação 47 (i.e., para os refrigerantes puros e misturas de refrigerantes), e após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados, tem-se que a incerteza total estimada (Apêndice X) no cálculo do multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " de atrito é de $\pm 0,55$ kPa. Da mesma forma anterior, uma vez que o erro absoluto médio

desta correlação (equação 47) em relação aos dados experimentais obtidos foi de apenas 0,276 kPa, e portanto menor que a incerteza total estimada no desenvolvimento desta correlação através dos dados experimentais, pode-se concluir que a correlação semi-empírica descrita pela equação 47 é adequada quando comparada aos dados experimentais obtidos para levantamento desta.

Para o intervalo de fluxos de massa observados (50 a 600 kg/m².s), foram observados todos os regimes de escoamento descritos anteriormente, e em particular, também ocorre uma transição entre o regime de escoamento "estratificado-ondulado" e o regime de escoamento "anular". No entanto, o coeficiente de correlação entre o coeficiente "B" e o número de Froude " Fr_{L0} " foi somente de "-0,23", e portanto, o multiplicador bifásico " ϕ_{L0^2} " pode ser bem correlacionado somente com o parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ". Na realidade, os regimes de escoamento influenciam muito pouco nos multiplicadores bifásicos " ϕ_{L0^2} " quando da avaliação de diferentes tipos de refrigerantes avaliados conjuntamente (i.e., refrigerantes puros, azeotropos e zeotropos), ou seja, o efeito dos parâmetros adimensionais estudados "x", " X_{tt} " e " Γ " representam adequadamente, de forma macroscópica, o estudo da perda de carga por atrito. É sempre bom lembrar porém, que para o estudo de um determinado refrigerante, diferentes regimes de escoamento podem afetar de forma significativa em relação a outras variáveis, a perda de carga resultante.

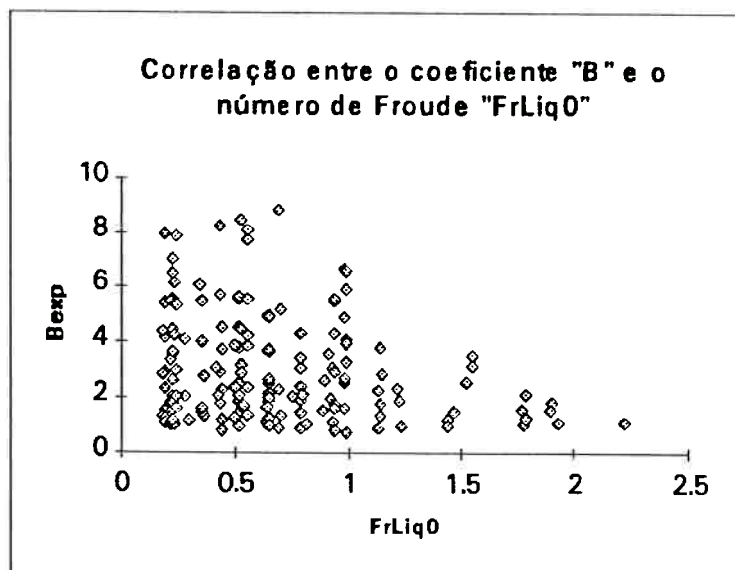


Figura 5.6 - Correlação entre o coeficiente "B" obtido experimentalmente e o número de Froude " Fr_{L0} ".

5.2 - Comparação com Outras Correlações para Tubos Horizontais Retos

Vários trabalhos foram desenvolvidos [Baroczy (1996), Isbin et al. (1959), Lockhart-Martinelli (1949), Martinelli-Nelson (1948) e Thom (1964)] utilizando correlações gráficas para a determinação dos multiplicadores bifásicos utilizados no cálculo da perda de pressão por atrito. Apesar destes trabalhos serem mais trabalhosos em suas utilizações quando comparados com correlações algébricas geralmente função de adimensionais, foram extremamente importantes e úteis para entendimento dos fenômenos físicos associados ao processo de perda de carga durante escoamento bifásico de refrigerantes, bem como na determinação dos adimensionais associados a este processo. Apesar da utilização de refrigerantes orgânicos para o desenvolvimento das correlações desenvolvidas neste trabalho, estas também foram comparadas com correlações publicadas na literatura disponível e desenvolvidas com a utilização de refrigerantes inorgânicos, geralmente associadas à pesquisas com aplicação direta na área nuclear.

A Figura 5.7 apresenta uma comparação gráfica entre uma correlação de Martinelli-Nelson (1948) para cálculo de " ϕ_{L0}^2 " (Φ_{L0}^2) com as correlações propostas

neste trabalho (equações 43 e 47), obtidas para escoamento bifásico turbulento de água-vapor à pressão de saturação de 69 bar (1000 psia), onde o índice de propriedades " Γ " é igual a 3,88. Pode-se observar que a correlação aplicada para misturas de refrigerantes nos dá uma melhor aproximação em relação àquela obtida por Martinelli -Nelson. Isto se deve provavelmente ao fato de que esta correlação (equação 47) tem aplicação mais abrangente que aquela desenvolvida somente para refrigerantes puros (equação 43).

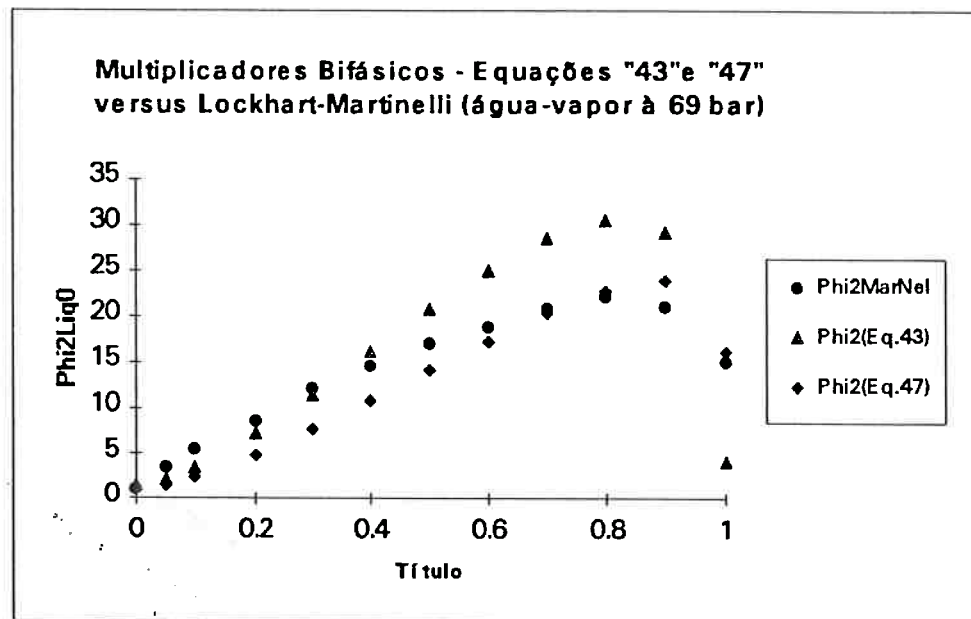


Figura 5.7 - Correlações obtidas para " ϕ_{Lo}^2 " (equações 43 e 47) e por Nelson-Martinelli para escoamento bifásico adiabático de água-vapor à pressão de 69 bar.

A Figura 5.8 apresenta uma comparação gráfica entre uma correlação de Baroczy (1966) e aquelas propostas neste trabalho, ou seja, equações "43" e "47", obtidas para escoamento turbulento de uma mistura bifásica líquido-vapor com índice de propriedades " Γ " igual a 5,34 e com fluxo de massa igual a 350 kg/m².s. Pode-se observar que a correlação proposta por Baroczy difere daquela aplicada para refrigerantes puros (equação 43) e para misturas de refrigerantes (equação 47) para grandes valores de título mássico (aproximadamente acima de 50 %). Uma vez que Baroczy não considera em suas correlações gráficas o efeito que ocorre próximo ao título mássico de 85 %, onde há uma mudança brusca na perda de carga devido a

mudança de regime de escoamento de anular para nebuloso, conhecido como Efeito Pico ("peaking effect"), é natural que o resultado obtido por Baroczy apresente valores diferentes do esperado para títulos mássicos na região onde ocorre este efeito. Uma vez que o efeito Pico ainda era uma área de discordância de alguns autores na determinação da perda de carga durante escoamento bifásico turbulento [Baroczy (1966)], foram feitos vários testes, filmagens e observações visuais para avaliação e eventual explicação deste fenômeno. Uma vez comprovada a existência desta queda brusca da perda de carga para valores de título mássico em torno de 85 %, conforme apresentado nos resultados obtidos (capítulo 4), as observações visuais e filmagens também comprovaram esta mudança de regime. Portanto, uma vez que ocorre a mudança do regime de escoamento, de anular para nebuloso, para títulos mássicos da ordem de 85 %, este efeito pico ("peaking effect") deve ser esperado, confirmando sua ocorrência durante escoamento bifásico líquido-vapor de fluidos, conforme observado pela quase totalidade de artigos publicados nesta área, mas que ainda não se havia obtido uma explicação convincente e sistematicamente comprovada experimentalmente. Fisicamente, é bom lembrar que esta mudança de regime de anular para nebuloso, significa uma mudança considerável (da ordem de 20 vezes) entre as viscosidades do líquido e vapor, e conseqüentemente, uma mudança considerável na tensão de cisalhamento entre o fluido e a parede do tubo.

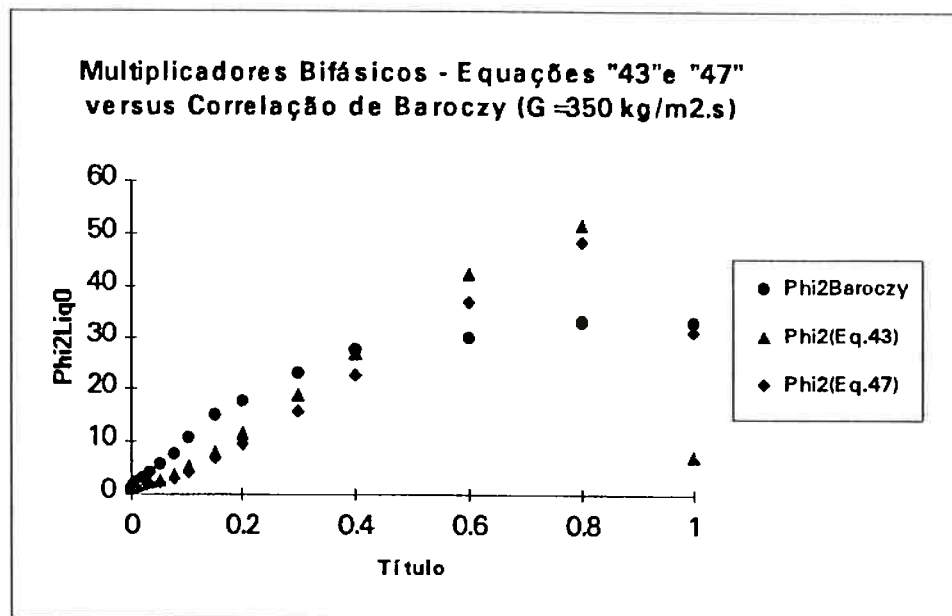


Figura 5.8 - Correlações obtidas para " ϕ_{LO}^2 " (equações 43 e 47) e por Baroczy para escoamento bifásico com " Γ " igual a 5,34 e " G " igual a 350 kg/m².s.

Chisholm (1973) publicou importantes trabalhos nesta área, um deles baseado nas correlações gráficas obtidas por Baroczy, apesar de concluir que estas correlações podem subestimar o cálculo da perda de pressão por atrito em situações especiais, e determinou modelos e correlações algébricas para o cálculo da perda de pressão por atrito em escoamento bifásico, também aplicadas para diversos fluidos. Conforme descrito anteriormente, uma das equações obtida por Chisholm, expressa matematicamente por:

$$\phi_{LO}^2 = 1 + [\Gamma^2 - 1] \left[B[x(1-x)]^{0,875} + x^{1,75} \right] \quad (44)$$

foi comparada aos dados experimentais obtidos para avaliação de refrigerantes puros. A Figura 5.9 apresenta uma comparação gráfica entre os valores de " ϕ_{LO}^2 " (Phi2Liq0) obtidos através da equação 44 e aqueles obtidos experimentalmente (adiabáticos), utilizando 52 testes para o refrigerante R-134a e 45 testes para o R-12, sendo o coeficiente B determinado de forma teórica pelas equações 8 e 45. O erro relativo médio (desvio médio) entre esta correlação e os resultados experimentais foi de 12,9 %. Pode-se observar que os valores calculados para ambos refrigerantes e os dados experimentais, colocam-se dentro de uma faixa de + 10 % e - 40%, havendo uma tendência desta

correlação em subestimar os resultados experimentais, principalmente para grandes valores de " ϕ_{L0}^2 ". Chisholm (1973) também observou que a equação para o cálculo de " ϕ_{L0}^2 " subestima consideravelmente os dados experimentais obtidos por Petrick (1958), para escoamento bifásico horizontal de água-vapor com fluxos de massa menores que $700 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

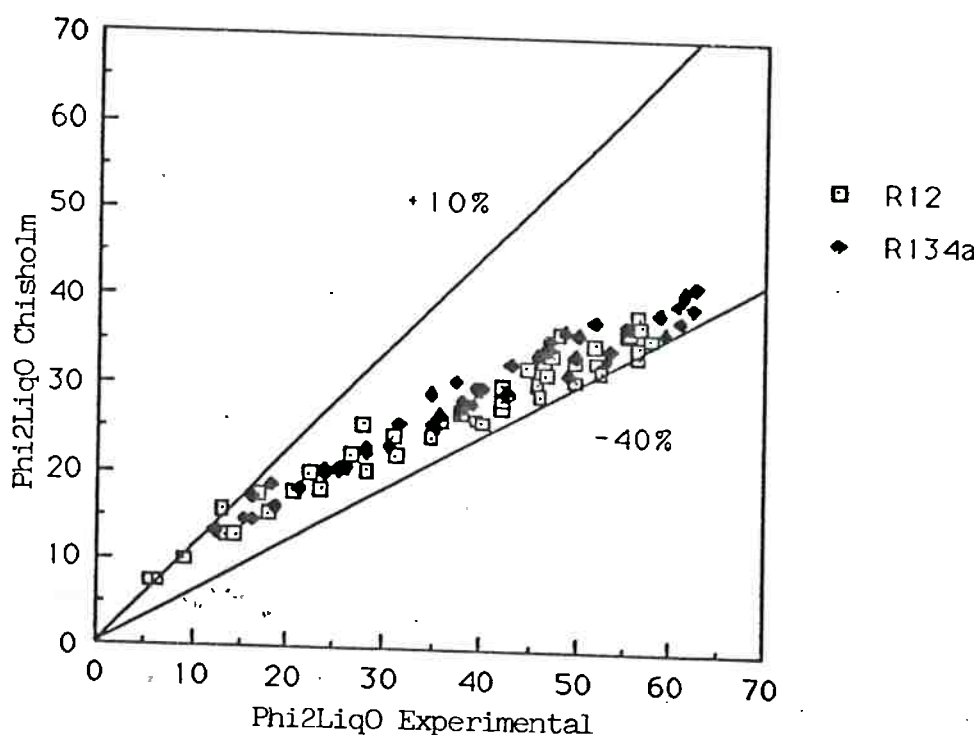


Figura 5.9 - Comparação entre a correlação de Chisholm (equação 7) para " ϕ_{L0}^2 " e valores experimentais utilizando o R-134a e o R-12.

Da mesma forma anterior, a equação 44 obtida por Chisholm foi comparada aos dados experimentais obtidos para avaliação de refrigerantes puros e misturas de refrigerantes. As Figuras 5.10 e 5.11 apresentam comparações gráficas entre os valores do multiplicador bifásico " ϕ_{L0}^2 " (Phi2Liq0) obtidos através da equação 44 e aqueles obtidos experimentalmente, utilizando 160 pontos experimentais adiabáticos para os refrigerantes R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125, sendo o coeficiente B determinado de forma teórica pela equação 45 (Bteo), e obtido de forma semi-empírica (Bsemi-empírico) por Chisholm (1973) através de experimentos realizados por

Lockhart-Martinelli e Baroczy (para esta faixa de fluxo de massa, $B=\text{constante}=4,8$), respectivamente. Os erros relativos médios entre esta correlação e os resultados experimentais foram de 32,4 % e 73,5 %, respectivamente. Como também observado anteriormente, os valores calculados para os 5 refrigerantes analisados e os dados experimentais colocam-se dentro de uma faixa de + 10 % e - 50 % no primeiro caso, havendo uma tendência desta correlação em subestimar os resultados experimentais, principalmente para grandes valores de " ϕ_{L0} " (Figura 5.10). Para o caso em que o coeficiente B foi determinado semi-empiricamente, os resultados também não foram satisfatórios, sendo os erros relativos obtidos (desvios) de até 200 % (Figura 5.11).

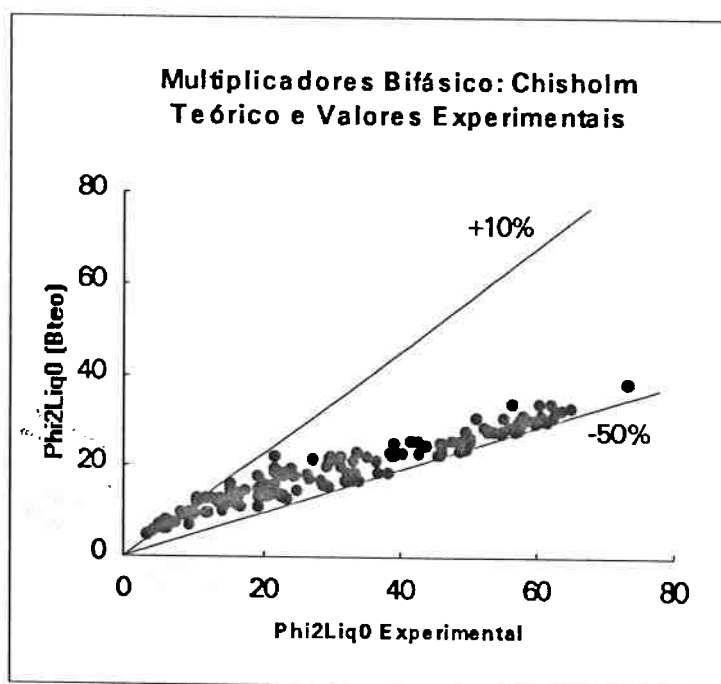


Figura 5.10 - Comparação entre correlação de Chisholm (eq. 44) com Bteo (eq. 45), e dados experimentais utilizando o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125.

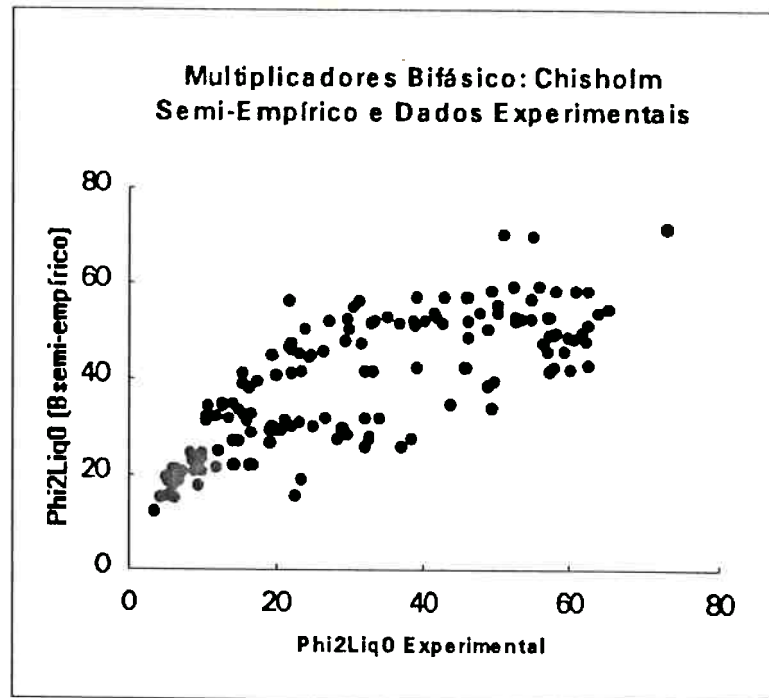


Figura 5.11 - Comparação entre correlação de Chisholm (eq. 44) com $B=4,8$, e dados experimentais utilizando o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125.

Jung and Radermacher (1989) obtiveram uma correlação algébrica para o cálculo da perda de pressão total (i.e. atrito e aceleração) durante escoamento bifásico horizontal anular de refrigerantes puros e misturas de refrigerantes, utilizando o R-22, R-114, R-12 e R-152a. Conforme descrito anteriormente, a equação obtida pode ser expressa matematicamente por:

$$\phi_{T0}^2 = 12,82 X_H^{-1,47} (1-x)^{1,8} \quad (10)$$

e foi comparada aos dados experimentais obtidos para avaliação de refrigerantes puros. A Figura 5.12 apresenta uma comparação gráfica entre a perda de carga total obtida através das equações "10", "25", "26" e "27", com aqueles obtidos experimentalmente com adição de calor à seção de testes, utilizando 102 pontos experimentais para o refrigerante R-134a e 27 para o R-12. O erro relativo médio (desvio médio) entre esta correlação e os resultados experimentais foi de 29,3 %. Pode-se observar que os valores calculados para ambos refrigerantes através desta correlação, superestimam os dados experimentais em média da ordem de 30 %. Conforme observado no Capítulo 1, isto se

deve ao fato de que os testes experimentais para obtenção desta correlação terem sido realizados para escoamento anular com valores altos para o fluxo de massa e o termo da perda de pressão por aceleração ter sido incluso de forma global no multiplicador bifásico " ϕ_{T0}^2 ", o que induz numa tendência desta correlação em superestimar os resultados experimentais para estes testes realizados.

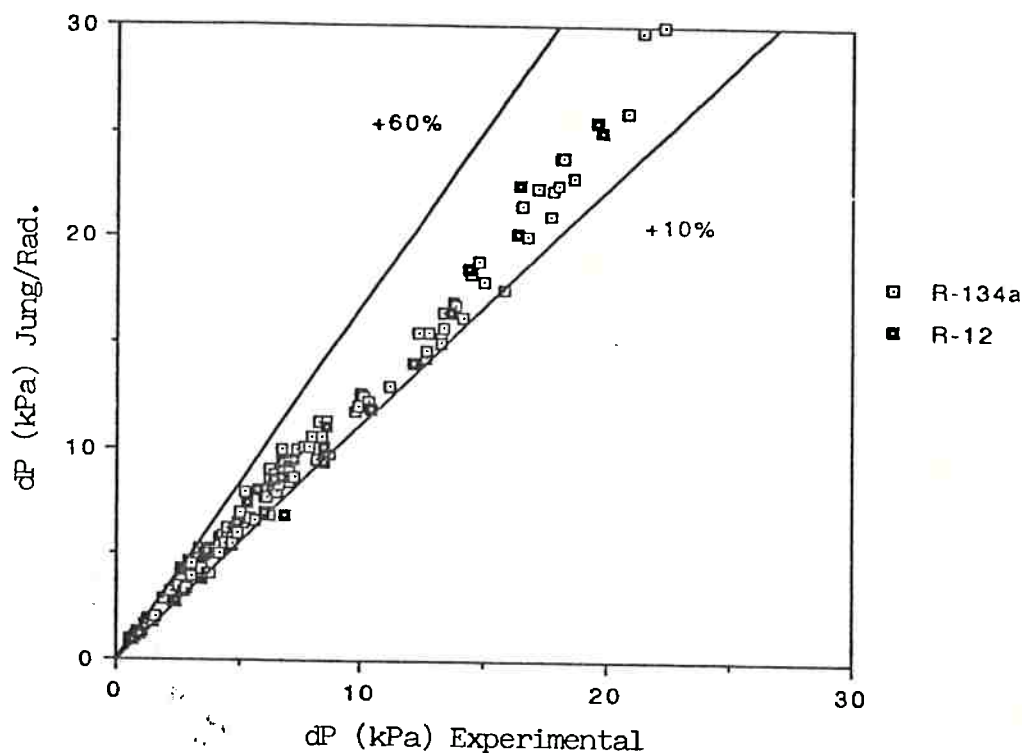


Figura 5.12 - Perda de pressão obtida da correlação de Jung e Rademacher (eq. 10) e através dos dados experimentais, utilizando o R-134a e o R-12.

Da mesma forma anterior, a equação 10 obtida por Jung e Rademacher foi comparada aos dados experimentais obtidos para avaliação de refrigerantes puros e misturas de refrigerantes. A Figura 5.13 e 5.14 apresentam comparações gráficas entre a perda de carga total obtida através das equações 10, 25, 26 e 27, com resultados experimentais utilizando os refrigerantes R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125, onde foi adicionado calor à seção de testes (535 pontos experimentais) e esta foi mantida na condição adiabática (160 pontos experimentais), respectivamente. O erro relativo médio (desvio médio) entre a correlação de Jung e Rademacher e os resultados experimentais

foi de 24,7 % para a condição com adição de calor (diabática) e de 36,6 % para a condição adiabática. Pode-se observar que os valores calculados com a correlação de Jung e Radermacher para os testes com adição de calor à seção de testes (testes diabáticos) e os resultados experimentais colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 50\%$ (Figura 5.13), e como esperado, esta correlação superestima os dados experimentais para condição adiabática (Figura 5.14).

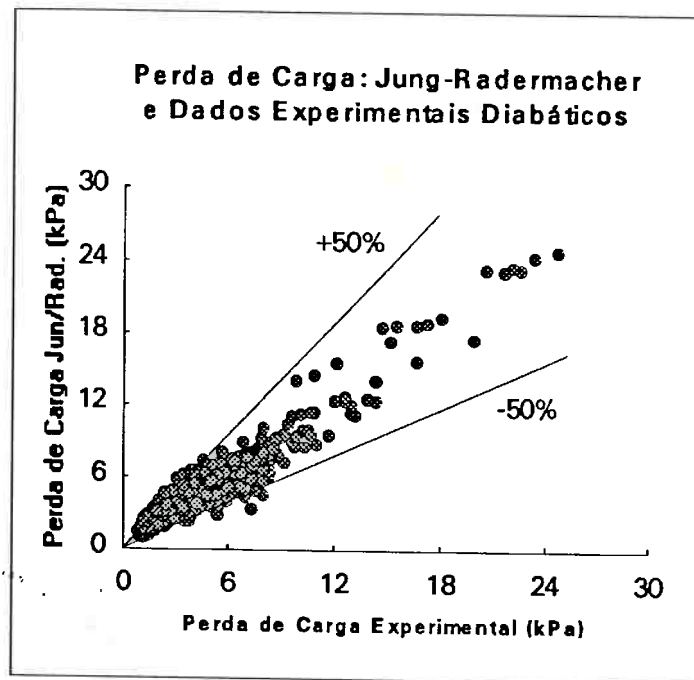


Figura 5.13 - Perda de pressão: Jung/Radermacher (eq. 10) e dados experimentais diabáticos, utilizando o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125.

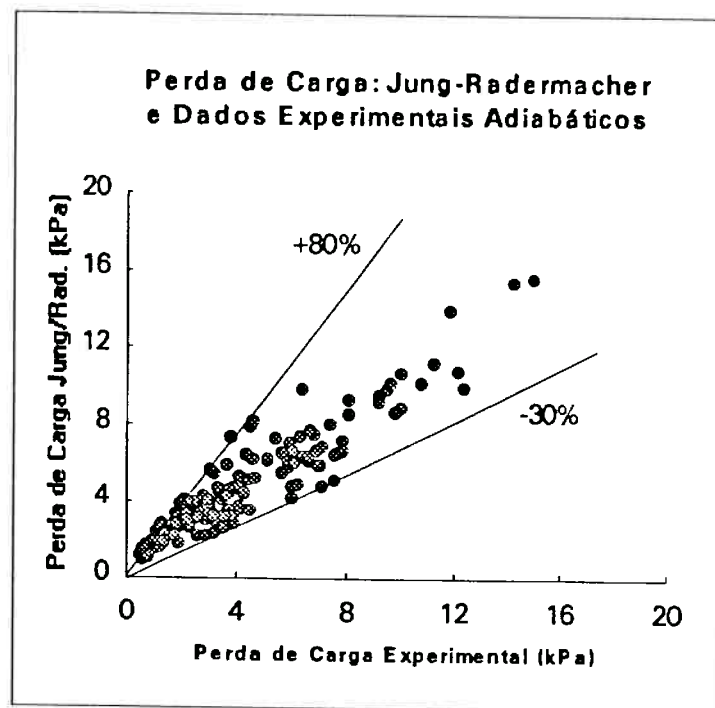


Figura 5.14 - Perda de pressão: Jung/Radermacher (eq. 10) e dados experimentais adiabáticos, utilizando o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R32/125.

5.3 - Comparação com Resultados Experimentais em Tubos Horizontais Retos

Conforme descrito anteriormente, a perda de carga total durante escoamento bifásico diabático num tubo horizontal reto, i.e. perda de carga por atrito e aceleração, pode ser calculada através das equações 25, 30 e 32, onde o multiplicador bifásico " ϕ_{LO}^2 " pode ser determinado pela equação 43 ou 47, para refrigerantes puros ou misturas de refrigerantes, respectivamente. O Apêndice VIII apresenta os dados experimentais obtidos para avaliação da perda de carga total (atrito e aceleração) em tubos horizontais retos, durante escoamento bifásico diabático turbulento dos refrigerantes R-134a, R-12, MP-39, R-22 e R-32/125.

5.3.1 - Comparação com Resultados Experimentais obtidos na Bancada Experimental Desenvolvida

Para avaliação do modelo desenvolvido para o cálculo da perda de carga aplicado para refrigerantes puros (equações 25, 30, 32 e 43), foram conduzidos testes experimentais com adição de calor numa seção de testes com diâmetro de 10,92 mm e comprimento de 2,44 m, através de 102 pontos experimentais para o refrigerante R-134a

e 27 pontos experimentais para o R-12. A Figura 5.15 apresenta uma comparação gráfica entre valores calculados da perda de carga total no evaporador através do modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros e aqueles obtidos experimentalmente. Pode-se observar que os valores calculados da perda de pressão através deste modelo e os dados obtidos experimentalmente, para ambos refrigerantes R-134a e R-12, colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 20\%$. O erro absoluto médio calculado foi de 0,61 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 6,2%.

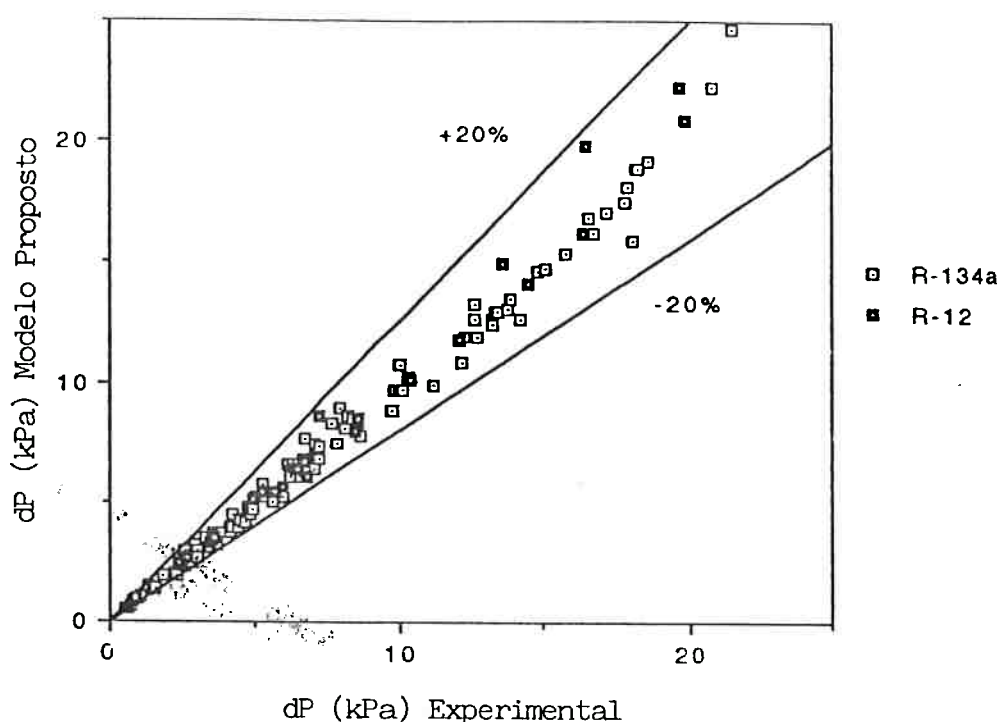


Figura 5.15 - Comparação da perda de carga obtida do modelo proposto (equações 25, 30, 32 e 43) e experimentalmente, para o R-134a e o R-12.

Também foram conduzidos testes experimentais para avaliação do modelo desenvolvido para o cálculo da perda de carga aplicado para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes (equações 25, 30, 32 e 47). Os testes experimentais foram conduzidos com adição de calor à seção de testes, utilizando os refrigerantes R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R-32/125, para diâmetros internos do tubo de 10,92 e 7,75 mm (comprimentos do tubo de 1,2954 e 1,27 m), através de 373 e 162 pontos experimentais,

respectivamente. As Figuras 5.16 e 5.17 apresentam uma comparação gráfica entre valores calculados da perda de carga total no evaporador através do modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes com aqueles obtidos experimentalmente, para os diâmetros de 10,92 e 7,75 mm, respectivamente. Pode-se observar que os valores calculados da perda de pressão através deste modelo e os dados obtidos experimentalmente, para ambos os diâmetros avaliados, colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 20\%$. Os erros absolutos médios calculados foram de 0,23 kPa para o diâmetro de 10,92 mm e de 0,59 kPa para o diâmetro de =7,75 mm, e os erros relativos médios (desvios médios) obtidos foram de 6,8 % e 8,1 %, respectivamente.

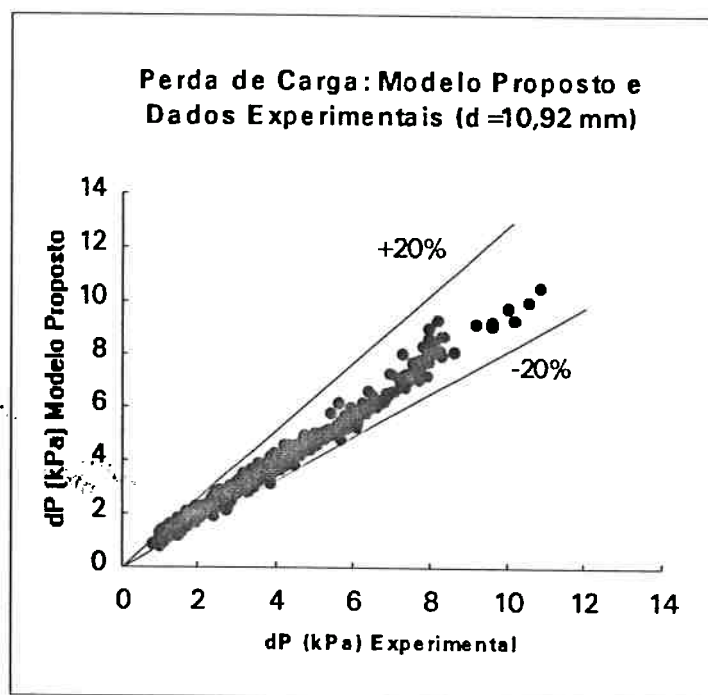


Figura 5.16 - Perda de Carga para o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R-32/125: modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47) e dados experimentais ($d=10,92$ mm).

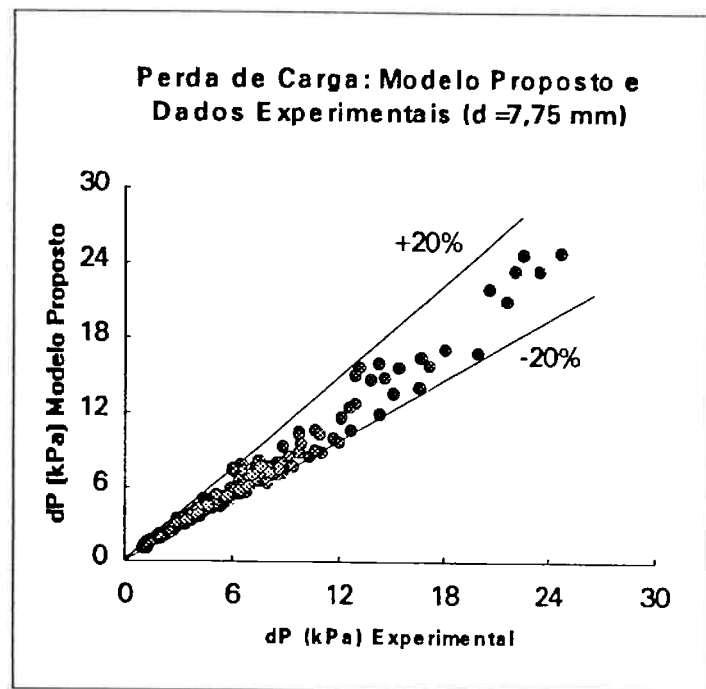


Figura 5.17 - Perda de Carga para o R-134a, R-12, R-22, MP-39 e R-32/125: modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47) e dados experimentais ($d=7,75$ mm).

A Figura 5.18 apresenta uma comparação entre valores teóricos da perda de pressão por atrito obtidos através das equações 25, 26 e 47 com resultados experimentais (vide Capítulo 4), para escoamento adiabático do refrigerante R-134a à temperatura de saturação de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e para valores de fluxo de massa de 100, 200 e 300 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$. Pode-se observar que os resultados obtidos com o modelo semi-empírico proposto são satisfatórios e adequados quando comparados aos resultados experimentais.

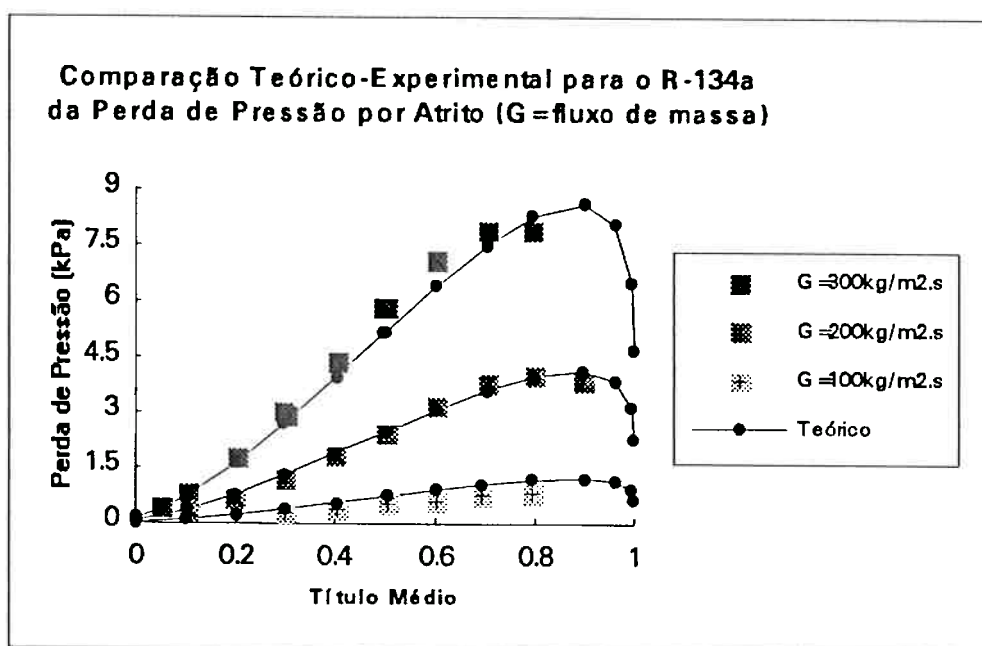


Figura 5.18 - Comparação teórico-experimental da perda de carga para o R-134a e para diferentes fluxos de massa.

A Figura 5.19 apresenta uma comparação entre valores teóricos da perda de pressão total (atrito e aceleração) obtidos através das equações 25, 30, 32 e 47 com resultados experimentais (vide Capítulo 4), para escoamento com adição de calor à seção de testes, para o refrigerante R-134a à temperatura de saturação de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e fluxo de calor de $5,0\text{ kW/m}^2$. Da mesma forma anterior, pode-se observar também que os resultados obtidos com o modelo semi-empírico proposto são satisfatórios e adequados quando comparados aos resultados experimentais.

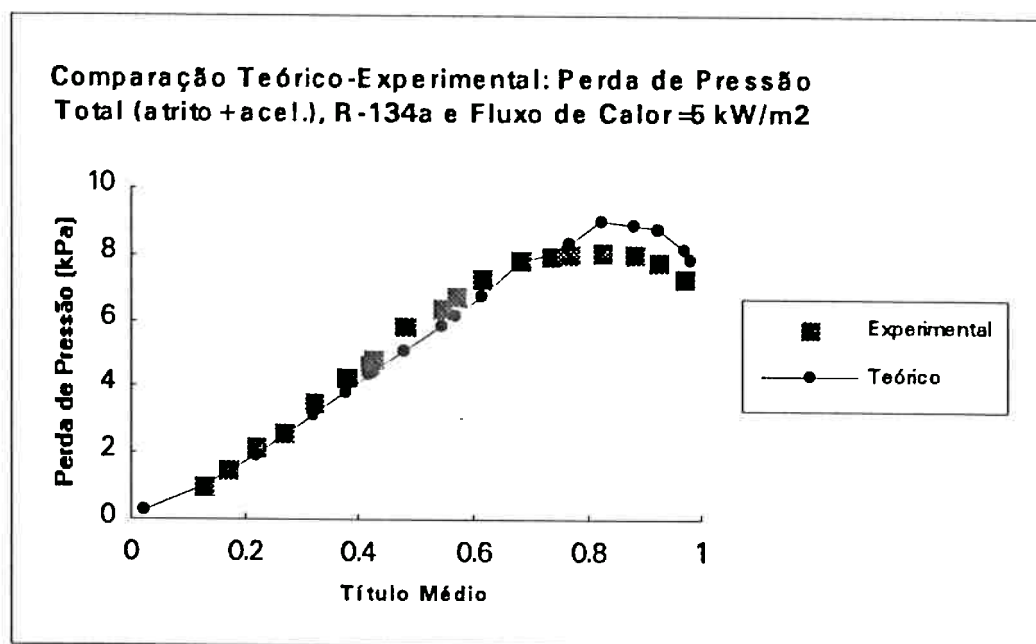


Figura 5.19 - Comparação teórico-experimental da perda de carga total para o R-134a e fluxo de calor de 5,0 kW/m².

5.3.2 - Comparação com Resultados Experimentais Obtidos em Outros Aparatos Experimentais

Os modelos desenvolvidos para o cálculo da perda de carga aplicado para refrigerantes puros (equações 25, 30, 32 e 43) e misturas de refrigerantes (equações 25, 30, 32 e 47), também foram avaliados através de testes experimentais conduzidos em outros aparatos experimentais. Em particular, os modelos desenvolvidos foram comparados a resultados experimentais obtidos por Johnston e Chaddock (1964) utilizando os refrigerantes R-12 e R-22 durante escoamento bifásico com circulação natural, e aqueles obtidos por Anderson, Rich e Geary (1966) utilizando o refrigerante 22, e por Chaddock e Noerager (1966) utilizando o refrigerante 12, durante escoamento bifásico com circulação forçada.

A Figura 5.20 apresenta uma comparação gráfica entre valores experimentais da perda de carga obtidos por Johnston e Chaddock utilizando o refrigerante R-12 e aqueles calculados pelo modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros (equações 25, 30, 32 e 43). Pode-se observar que os valores calculados da perda de pressão através deste modelo subestimam consideravelmente os

dados experimentais, em média de aproximadamente 35 %. O erro absoluto médio calculado foi de 0,39 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 37 %.

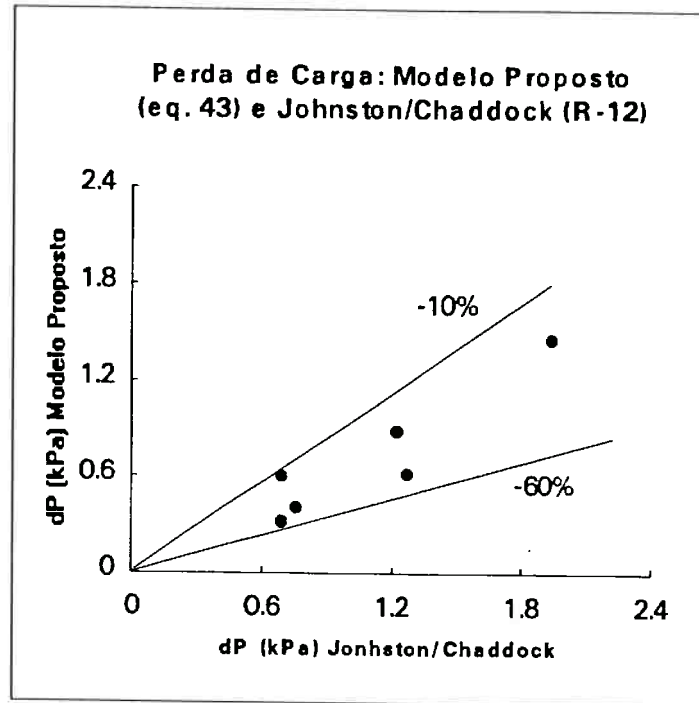


Figura 5.20 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-12) por Johnston/Chaddock com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 43).

Já a Figura 5.21 apresenta uma comparação gráfica entre valores experimentais da perda de carga obtidos por Johnston e Chaddock utilizando o refrigerante R-22 e aqueles calculados pelo modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros (equações 25, 30, 32 e 43). Pode-se observar que os valores calculados da perda de pressão através deste modelo também subestimam consideravelmente os dados experimentais, em média da mesma ordem de grandeza anterior, ou seja, de 35 %. O erro absoluto médio calculado foi de 0,37 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 35 %. Uma vez que o escoamento neste circuito é feito por circulação natural e as correlações que foram apresentadas neste trabalho foram desenvolvidas para circuitos com circulação forçada, as comparações com os resultados experimentais apresentadas nas Figuras 5.20 e 5.21 foram incluídas neste trabalho, apenas para que fosse verificado o comportamento das correlações aqui

desenvolvidas quando do escoamento bifásico horizontal de refrigerantes puros em circuitos com circulação natural.

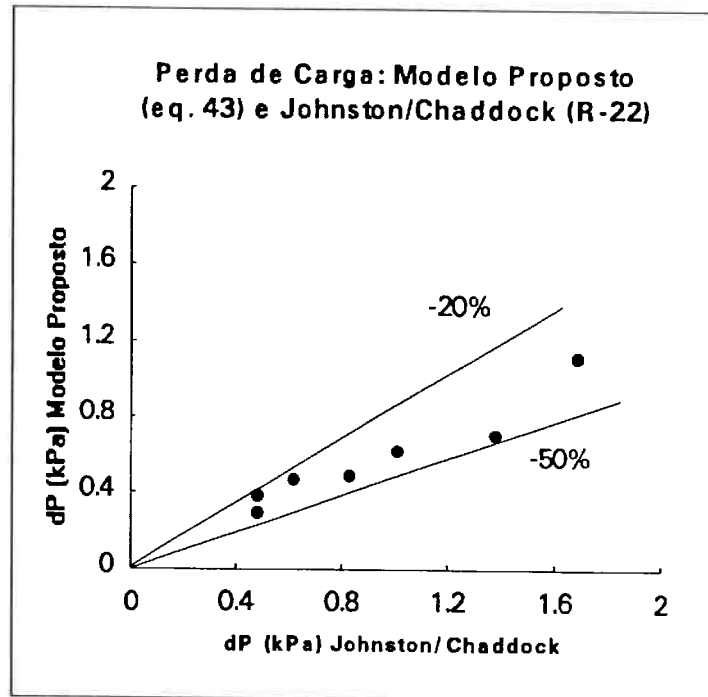


Figura 5.21 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Johnston/Chaddock com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 43).

A Figura 5.22 apresenta uma comparação gráfica entre valores experimentais da perda de carga obtidos por Anderson, Rich e Geary utilizando o refrigerante R-22 e aqueles calculados pelo modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros (equações 25, 30, 32 e 43). O aparato experimental desenvolvido por Anderson et alii para escoamento bifásico horizontal em convecção forçada, utiliza um compressor e um separador de óleo, onde a quantidade de óleo lubrificante adicionada ao refrigerante na seção de testes é praticamente desprezível (concentrações em massa de óleo iguais ou menores que 0,001 %), não sendo portanto considerado o efeito do óleo. Uma vez que não fora especificado o tipo de tubo utilizado na seção de testes, os cálculos foram realizados considerando tubo liso. Como pode ser observado na Figura 5.20, os valores calculados da perda de pressão através deste modelo e os dados obtidos experimentalmente colocam-se dentro de uma faixa de +10 % e -30 %, subestimando

ligeiramente os dados experimentais em média da ordem de 10 %. Pode-se concluir então, que os resultados obtidos pela correlação proposta são adequados quando comparados aos dados experimentais, cujos valores obtidos para o erro absoluto médio e para o erro relativo médio (desvio médio), de 0,4 kPa e 11,8 %, respectivamente.

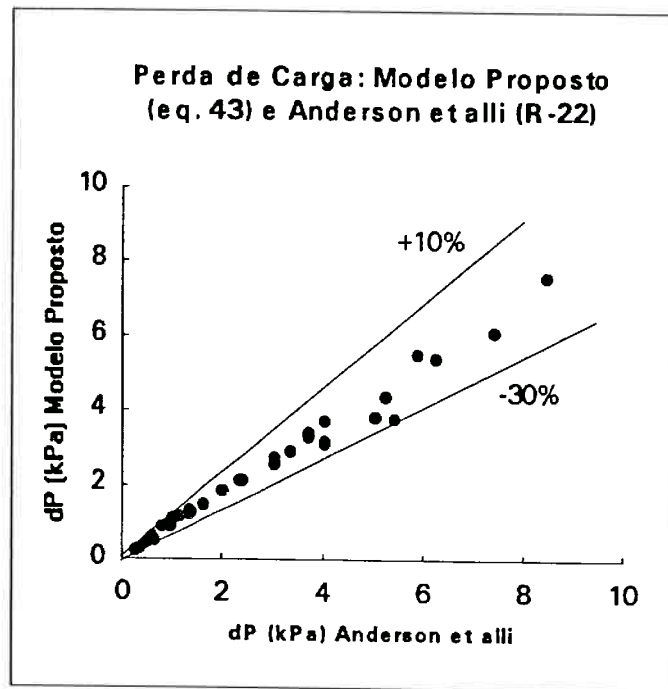


Figura 5.22 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Anderson et al. com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 43).

A Figura 5.23 apresenta uma comparação gráfica entre valores experimentais da perda de carga obtidos por Chaddock e Noerager utilizando o refrigerante R-12 e aqueles calculados pelo modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros (equações 25, 30, 32 e 43). O aparato experimental desenvolvido por Chaddock e Noerager para escoamento bifásico horizontal em convecção forçada, contém tubos de aço inox aquecidos eletricamente, e utiliza um compressor e um separador de óleo, e portanto, contém somente uma pequena parcela de óleo lubrificante (concentrações em massa de óleo de aproximadamente 0,1 %). Os cálculos foram realizados considerando um valor de rugosidade absoluta para tubos de aço inox comerciais típicos de 0,046 mm [White (1986)], ou seja, uma rugosidade relativa do

tubo de aço (" ξ/d ") de 0,004. Além disto foi considerado o efeito do óleo utilizando a correlação proposta neste trabalho (equação 50) e uma concentração em massa de óleo de 0,1 %. Como pode ser observado na Figura 5.23, os valores calculados da perda de pressão através deste modelo e os dados obtidos experimentalmente colocam-se dentro de uma faixa de +20 % e -10 %, superestimando ligeiramente os dados experimentais em média da ordem de 6 %. Pode-se concluir então, que os resultados obtidos pela correlação proposta são adequados quando comparados aos dados experimentais, cujos valores obtidos para o erro absoluto médio e para o erro relativo médio (desvio médio), de 0,3 kPa e 6,6 %, respectivamente.

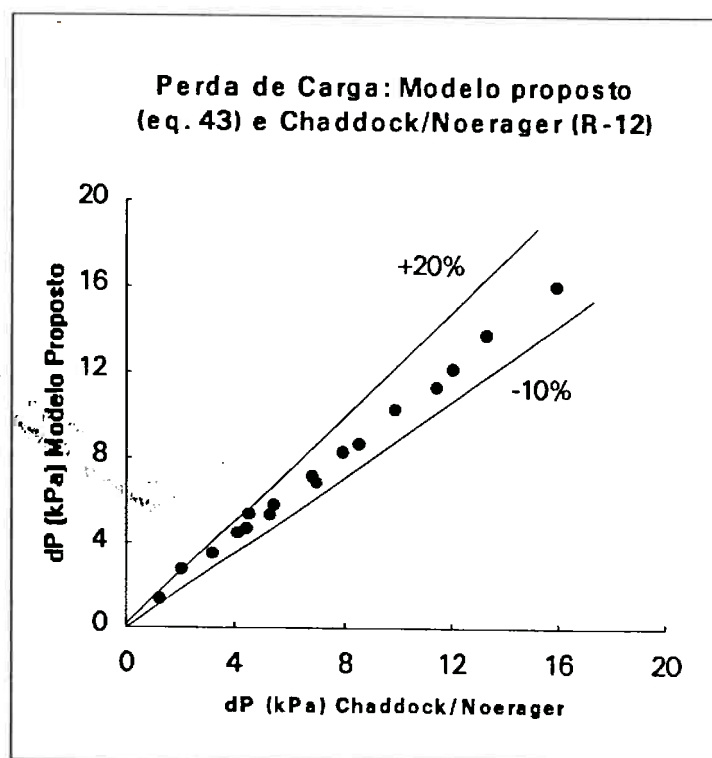


Figura 5.23 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Chaddock/Noerager com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 43).

Conforme citado anteriormente, o modelo desenvolvido para o cálculo da perda de carga aplicado para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes (equações 25, 30, 32 e 47), também foi avaliado através de testes experimentais conduzidos em

outros aparatos experimentais (i.e. Johnston e Chaddock, Anderson et alli e Chaddock e Noerager).

A Figura 5.24 apresenta uma comparação gráfica entre valores experimentais da perda de carga obtidos por Johnston e Chaddock utilizando o refrigerante R-12 e aqueles calculados pelo modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes (equações 25, 30, 32 e 47). Pode-se observar que os valores calculados da perda de pressão através deste modelo e os dados obtidos experimentalmente colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 40\%$. O erro absoluto médio calculado foi de 0,29 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 25,6%.

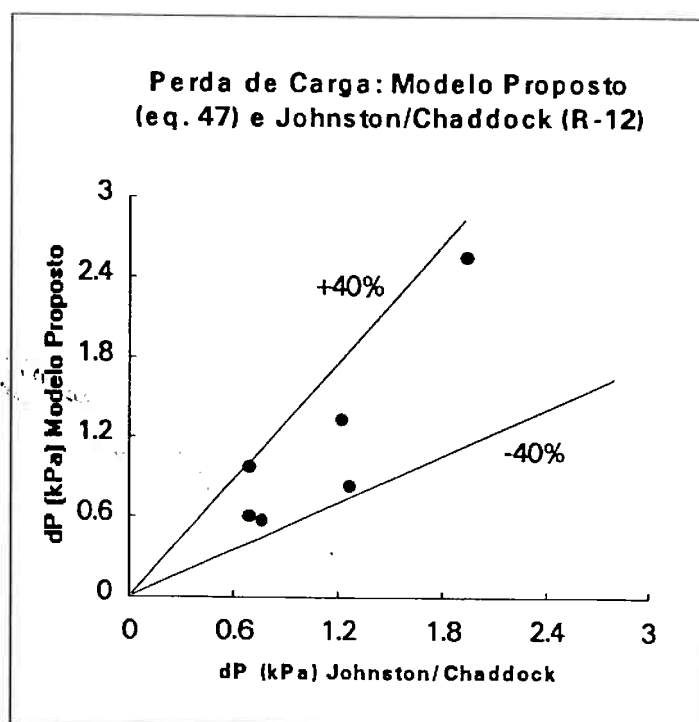


Figura 5.24 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-12) por Johnston/Chaddock com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47).

Já a Figura 5.25 apresenta uma comparação gráfica entre valores experimentais da perda de carga obtidos por Johnston e Chaddock utilizando o refrigerante R-22 e aqueles calculados pelo modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes (equações 25, 30, 32 e 47). Pode-se

observar que os valores calculados da perda de pressão através deste modelo situam-se dentro de uma faixa de +30 % e -20 %. O erro absoluto médio calculado foi de 0,1 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 11,5 %. Como foi observado anteriormente, uma vez que o escoamento neste circuito é feito por circulação natural e as correlações que foram apresentadas neste trabalho foram desenvolvidas para circuitos com circulação forçada, as comparações com os resultados experimentais apresentadas nas Figuras 5.24 e 5.25 foram inclusas neste trabalho, apenas para que seja verificado o comportamento das correlações aqui desenvolvidas quando do escoamento bifásico horizontal de refrigerantes puros e misturas de refrigerantes em circuitos com circulação natural.

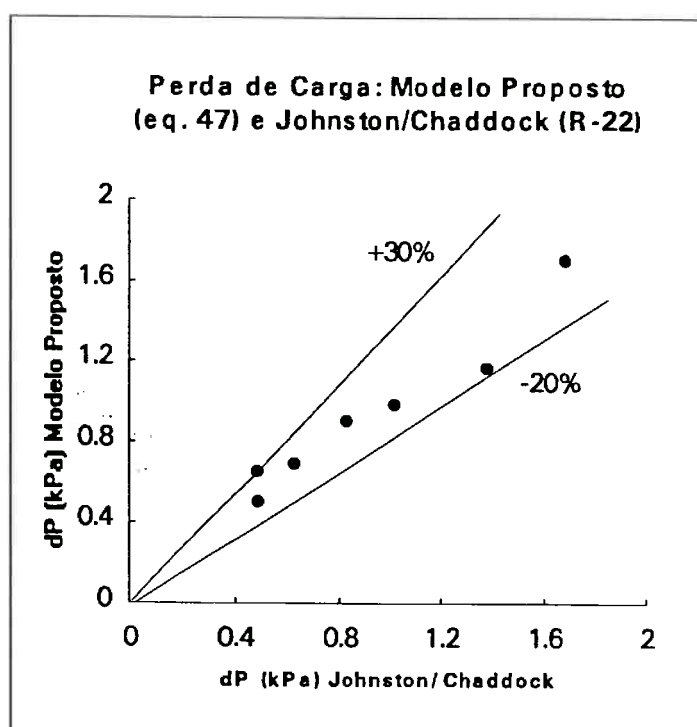


Figura 5.25 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Johnston/Chaddock com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47).

A Figura 5.26 apresenta uma comparação gráfica entre valores experimentais da perda de carga obtidos por Anderson, Rich e Geary utilizando o refrigerante R-22 e aqueles calculados pelo modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes (equações 25, 30, 32 e 47). Uma vez que

não fora especificado o tipo de tubo utilizado na seção de testes, os cálculos foram realizados considerando tubo liso. Como pode ser observado na Figura 5.26, os valores calculados da perda de pressão através deste modelo e os dados obtidos experimentalmente colocam-se dentro de uma faixa de +20 % e -30 %, subestimando ligeiramente os dados experimentais em média da ordem de 6 %. Pode-se concluir então, que os resultados obtidos pela correlação proposta são adequados quando comparados aos dados experimentais, cujos valores obtidos para o erro absoluto médio e para o erro relativo médio (desvio médio), de 0,39 kPa e 10,6 %, respectivamente.

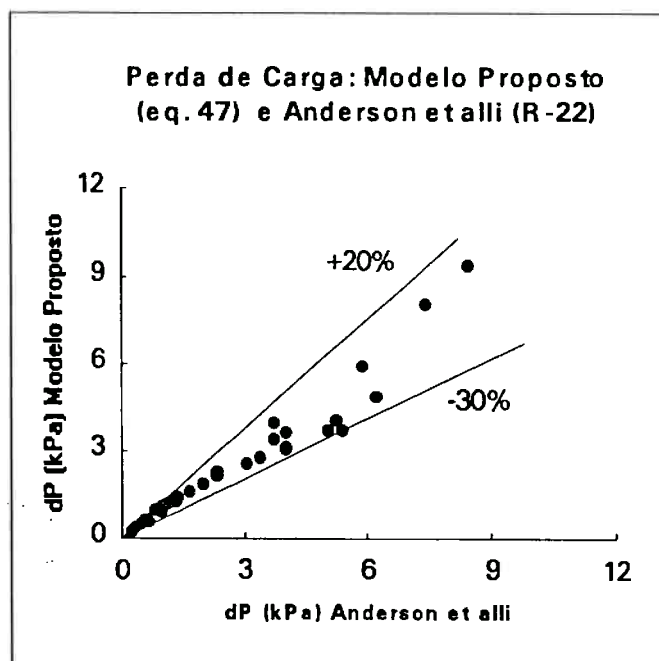


Figura 5.26 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Anderson et al. com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47).

A Figura 5.27 apresenta uma comparação gráfica entre valores experimentais da perda de carga obtidos por Chaddock e Noerager utilizando o refrigerante R-12 e aqueles calculados pelo modelo proposto neste trabalho para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes (equações 25, 30, 32 e 47). Os cálculos também foram realizados considerando um valor de rugosidade absoluta para tubos de aço inox comerciais típicos de 0,046 mm [White (1986)], ou seja, uma rugosidade relativa do tubo de aço (" ξ/d ") de 0,004. Além disto foi considerado o efeito do óleo

utilizando a correlação proposta neste trabalho (equação 50) e uma concentração em massa de óleo de 0,1 %. Como pode ser observado na Figura 5.27, os valores calculados da perda de pressão através deste modelo e os dados obtidos experimentalmente colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 20\%$. Pode-se concluir então, que os resultados obtidos pela correlação proposta são adequados quando comparados aos dados experimentais, cujos valores obtidos para o erro absoluto médio e para o erro relativo médio (desvio médio), de 0,78 kPa e 10,1 %, respectivamente.

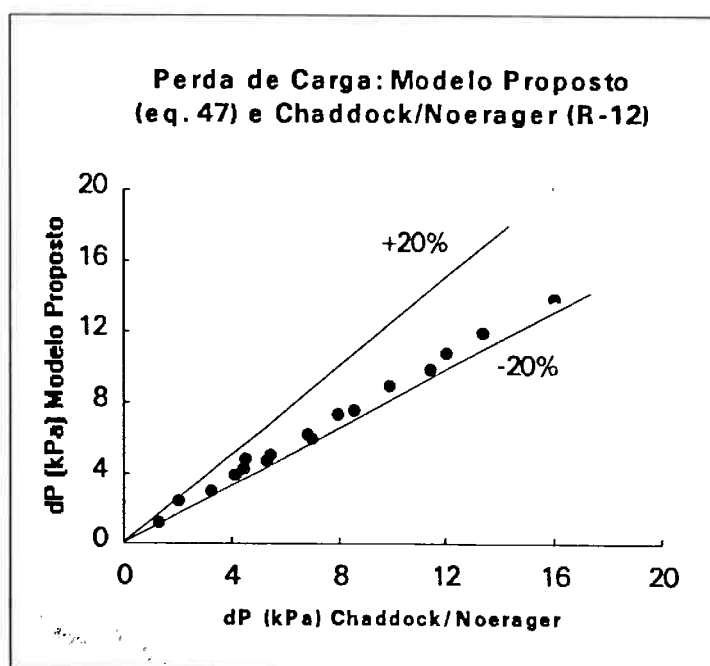


Figura 5.27 - Comparação entre a perda de carga obtida experimentalmente (R-22) por Chaddock/Noerager com o modelo proposto (eq. 25, 30, 32 e 47).

6 - PERDA DE PRESSÃO EM MEIAS CURVAS E EFEITO DO ÓLEO

6.1 - Correlação dos Resultados Experimentais em Meias Curvas

Para a avaliação da perda de pressão em meias curvas ("return bends") foram utilizadas para cada teste duas medidas de pressão em cada seção de testes construída, a saber, uma em um trecho horizontal, adiabático e reto, e outra em um trecho horizontal, adiabático e curvo (180°) de mesmo comprimento e diâmetro. Foi utilizado o mesmo transdutor de pressão em ambas as medidas para que se obtivesse uma precisão maior nos resultados. A diferença entre as duas medidas constitui-se na perda de pressão devido a forma ou variação da quantidade de movimento angular do fluido, e aqui denominada perda de pressão numa meia curva.

Os testes experimentais foram realizados sem adição de calor à seção de testes, e esta foi termicamente isolada do meio ambiente por uma camada isolante de pelo menos 5 cm. Conseqüentemente pode-se considerar que o escoamento bifásico na meia curva ocorre sem praticamente nenhuma mudança de fase (adiabático), quando dos testes para determinar os coeficientes de resistência destas " ϵ_c " (equação 31), que por sua vez são utilizados na determinação da perda de pressão por forma ou variação da quantidade de movimento angular.

O Apêndice VII apresenta os dados experimentais obtidos para o desenvolvimento da correlação semi-empírica para determinação do coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c " durante escoamento bifásico turbulento utilizando os refrigerantes R-134a e R-22, que inclui testes experimentais com três diferentes parâmetros de meias curvas, ou seja, $\delta=0,41$, $\delta=0,379$ e $\delta=0,324$.

Através dos dados experimentais, uma correlação semi-empírica foi desenvolvida para a determinação de " ϵ_c " como função do parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ", do número de Dean para a fase líquida " De_1 ", do número de Reynolds para todo o fluido escoando como líquido " Re_{L0} " e de um parâmetro geométrico da meia curva " δ ". Uma análise por regressão linear foi realizada utilizando 38 testes para o

refrigerante R-134a e 56 testes para o refrigerante R-22, a fim de se obter uma dependência funcional entre o coeficiente de resistência da meia curva " ε_c " e os parâmetros adimensionais " X_{tt} ", " De_1 ", " Re_{Lo} " e " δ ", cujo coeficiente de correlação obtido foi de 0,93. O erro absoluto médio obtido foi de 0,128 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 10,9 %.

A correlação semi-empírica final obtida da regressão pode ser expressa através da seguinte equação:

$$\varepsilon_c = \delta \left(\frac{200914,0}{Re_{Lo}^{1,391}} + \frac{1,416 \cdot 10^{-4} De_1}{X_{tt}^{0,7}} \right) \quad (48)$$

e portanto, a perda de carga em meias curvas pode ser calculada por:

$$\Delta p_c = \frac{\varepsilon_c G^2}{\rho_m} = \varepsilon_c \left(\frac{(1-x)}{\rho_l} + \frac{x}{\rho_v} \right) G^2 \quad (49)$$

onde " ρ_m " é a densidade média da mistura bifásica.

A correlação proposta para avaliar a perda de carga durante escoamento bifásico em meias curvas (equação 48) foi obtida através de uma regressão linear multivariável utilizando o método dos mínimos quadrados, onde o primeiro termo após a igualdade está associado ao comportamento monofásico (líquido ou vapor) desta correlação. É importante observar a similaridade entre a forma deste primeiro termo após a igualdade na equação 48, e a correlação empírica (equação 14) obtida por Ito (1959) para escoamento monofásico.

A Figura 6.1 apresenta uma comparação gráfica entre os valores da perda de carga numa meia curva obtidos através da correlação semi-empírica para refrigerantes puros proposta neste trabalho (equações 48 e 49) e aqueles obtidos através dos testes experimentais utilizando os refrigerantes R-134a e R-22. Pode-se observar que os valores calculados através da correlação semi-empírica obtida para a perda de carga devido à forma durante escoamento bifásico turbulento horizontal, para ambos os refrigerantes R-134a e R-22, e os dados obtidos experimentalmente, colocam-se dentro de uma faixa de ± 20 %.

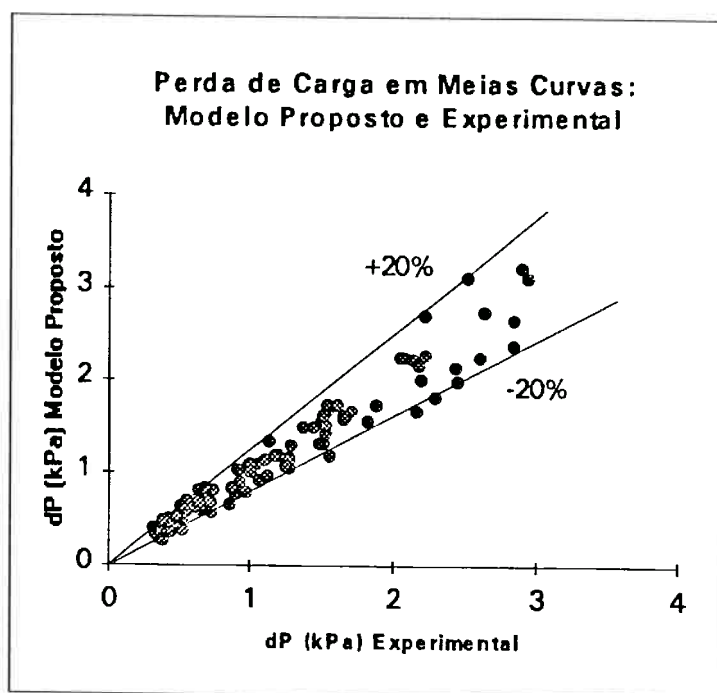


Figura 6.1 - Comparação entre a perda de carga obtida através do modelo proposto (eq. 48 e 49) e dados experimentais para o R-134a e R-22.

Para obtenção da correlação semi-empírica descrita pela equação 48 (i.e. para os refrigerantes R-134a e R-22) e utilizando o método da Raiz da Soma dos Quadrados "RSS" [Moffat (1988)] para avaliação das medidas experimentais dos parâmetros que afetam diretamente a perda de pressão por forma (i.e. variação da quantidade de movimento angular), e após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados, a incerteza total estimada (Apêndice X) para o cálculo do coeficiente de resistência de uma meia curva " ϵ_c " é de $\pm 0,52$ kPa. Uma vez que o erro absoluto médio desta correlação (equação 48) em relação aos dados experimentais foi de apenas 0,128 kPa, e portanto menor que a incerteza total estimada no desenvolvimento desta correlação através dos dados experimentais, pode-se concluir que a correlação semi-empírica descrita pela equação 48 é adequada quando comparada aos dados experimentais obtidos para levantamento desta.

Foi observado por H. Ito (1960), que a meia curva não afeta o escoamento para valores distantes desta de pelo menos 50 diâmetros dos tubos utilizados

em seus experimentos. Neste trabalho, os visores de observação de vidro foram colocados distantes de aproximadamente 60 diâmetros da meia curva propriamente dita ($L_c = \pi \cdot D/2$), uma vez que não queríamos sua interferência no escoamento. Portanto, foram observados todos os regimes de escoamento descritos anteriormente para o intervalo de fluxos de massa observados (50 a 600 $\text{Kg/m}^2 \cdot \text{s}$), ou seja, foram observados na entrada e saída das seções de testes das meias curvas utilizadas os mesmos regimes de escoamento observados nos trechos retos, uma vez que o fluido já havia recuperado o regime de escoamento inicial ao sair da seção de testes da meia curva.

A Figura 6.2 apresenta uma comparação entre valores teóricos da perda de pressão devido à forma numa meia curva obtidos através das equações 48 e 49 com resultados experimentais (vide Capítulo 4), para escoamento adiabático do refrigerante R-22 à temperatura de saturação de 5 °C, com parâmetro da meia curva " δ " igual a 0,41 e para valores de fluxo de massa de 200 e 400 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Pode-se observar que os resultados obtidos com o modelo semi-empírico proposto são satisfatórios e adequados quando comparados aos resultados experimentais.

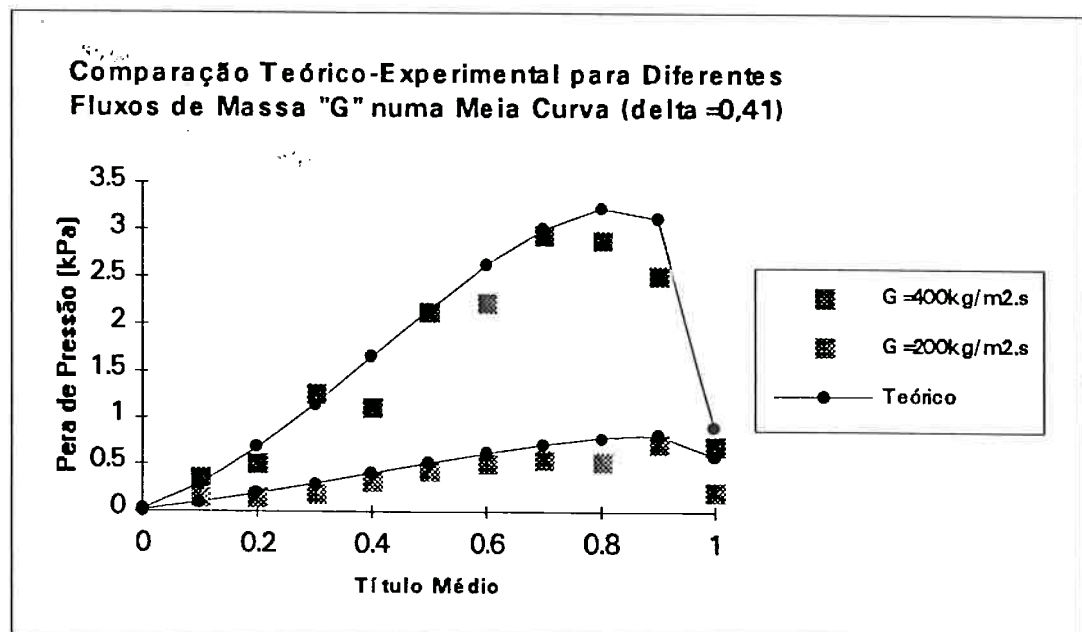


Figura 6.2 - Comparação teórico-experimental da perda de pressão para o R-22 e para diferentes fluxos de massa numa meia curva com $\delta = 0,41$.

A Figura 6.3 apresenta uma comparação entre valores teóricos da perda de pressão devido à forma numa meia curva obtidos através das equações 48 e 49 com resultados experimentais (vide Capítulo 4), para escoamento adiabático do refrigerante R-22 à temperatura de saturação média de 5 °C e fluxo de massa igual a 400 kg/m².s, com parâmetros da meia curva "δ" iguais a 0,41 e 0,324. Da mesma forma anterior, pode-se observar também que os resultados obtidos com o modelo semi-empírico proposto são satisfatórios e adequados quando comparados aos resultados experimentais.

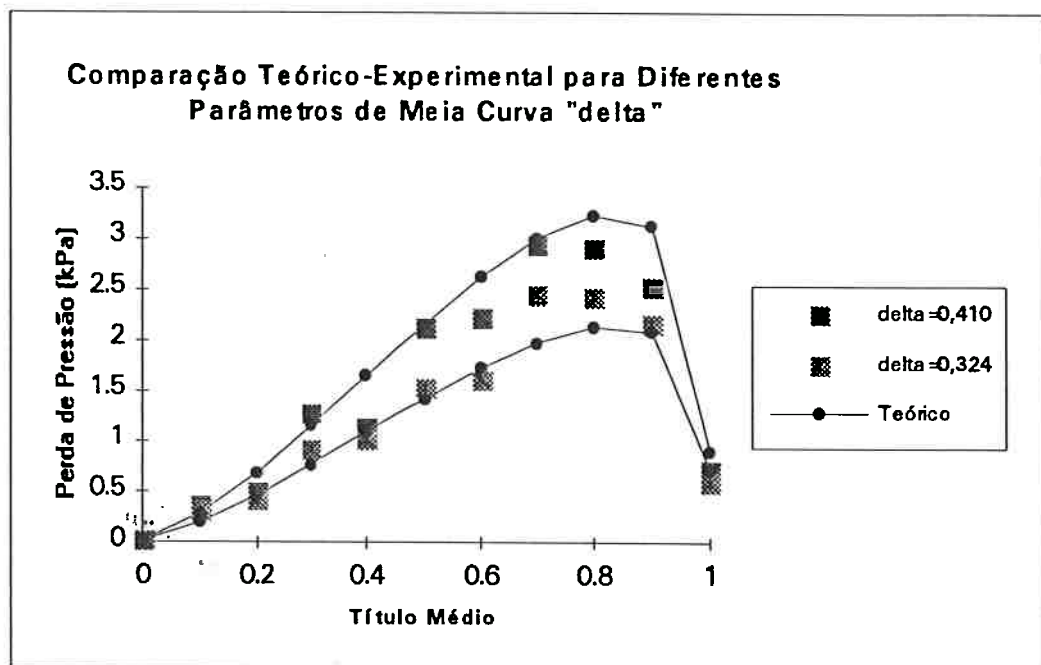


Figura 6.3 - Compara o teórico-experimental da perda de pressão para o R-22 e para diferentes parâmetros da meia curva iguais a 0,41 e 0,324.

6.2 - Compara o com Outras Correla es para Meias Curvas

Foi observado na literatura disponível e também por Berger e Talbot (1983), uma quantidade muito pequena de trabalhos que desenvolveram correla es para a determina o da perda de carga em meias curvas ("return bends") quando do escoamento bifásico de fluidos. Portanto foram utilizadas poucos modelos de cálculo da perda de carga para compara o com aquele aqui desenvolvido (equa es 48 e 49).

As correlações ou modelos de cálculos utilizados para comparação com aquele desenvolvido neste trabalho foram aquelas obtidas por Bo Pierre (1964), Bryan (1993) e Geary (1975).

Segundo Bo Pierre, a perda de carga numa meia curva pode ser obtida pela seguinte equação:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\varepsilon_c}{2} n_c G^2 v_f \quad (4)$$

onde o coeficiente de resistência na meia curva foi determinado experimentalmente como $\varepsilon_c = \{0,8 - 1,0\}$ para refrigerantes puros. A Figura 6.4 apresenta uma comparação gráfica entre o modelo proposto por Bo Pierre e os resultados experimentais obtidos para o escoamento bifásico turbulento de R-134a e R-22. Pode-se observar que o modelo proposto por Bo Pierre e os resultados experimentais colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 50 \%$, sendo que o modelo de Bo Pierre subestima ligeiramente os dados experimentais, da ordem de 12 %. O erro absoluto médio calculado entre este modelo e os dados experimentais foi de 0,26 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) foi de 19,1 %.

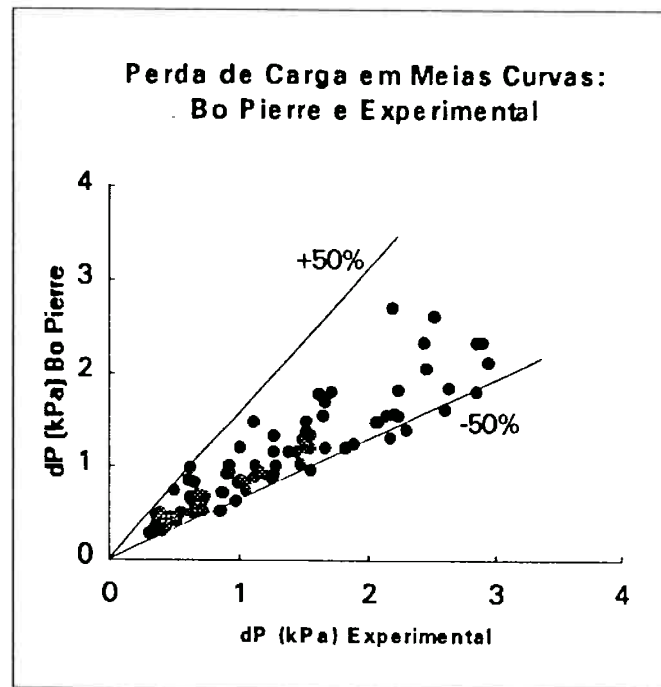


Figura 6.4 - Comparação entre a perda de carga obtida através do modelo de Bo Pierre e dados experimentais, para os refrigerantes R-134a e R-22.

Bryan desenvolveu uma correlação para o cálculo da perda de pressão devido à forma ou variação do momentum angular numa meia curva ("return bend"), através da determinação do coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c " como função do parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ", do número de Reynolds para a fase líquida " Re_l " e de um parâmetro geométrico da meia curva " δ ". A correlação semi-empírica obtida por Bryan para determinar a perda de carga pode ser expressa através de:

$$\Delta p_c = \frac{6,93 \cdot 10^{-5} \delta Re_l G^2}{X_{tt}^{0,712} \rho_m} \quad (12)$$

Apesar de ter obtido sua correlação utilizando somente o refrigerante R-22, os resultados obtidos por Bryan foram comparados também com dados experimentais para o R-134a, a fim de se avaliar qualitativamente o comportamento de sua correlação. A Figura 6.5 apresenta uma comparação gráfica entre o modelo proposto por Bryan e os resultados experimentais obtidos para o escoamento bifásico turbulento de R-134a e R-22. Pode-se observar que o modelo proposto por Bryan e os resultados experimentais colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 50\%$, sendo que o modelo de Bryan também

subestima ligeiramente os dados experimentais da ordem de 12 %. O erro absoluto médio calculado entre este modelo e os dados experimentais foi de 0,19 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) foi de 19,9 %.

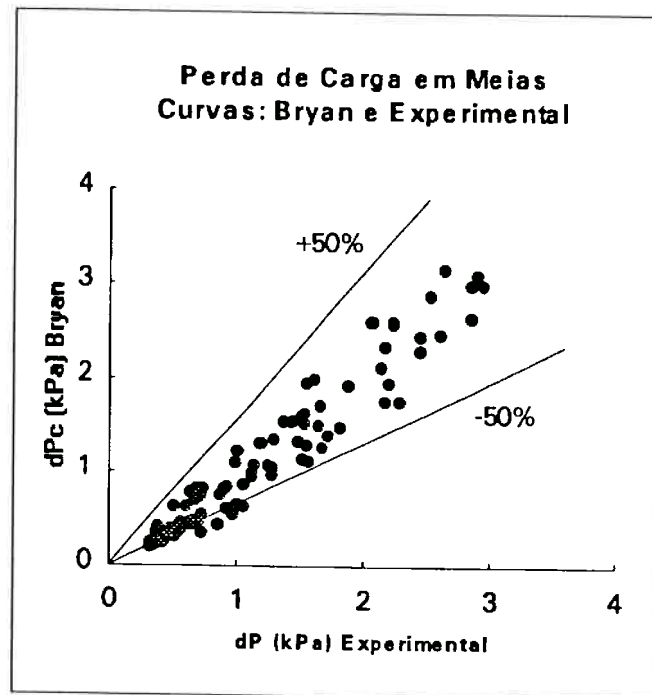


Figura 6.5 - Comparação entre a perda de carga obtida através do modelo de Bryan e dados experimentais, para os refrigerantes R-134a e R-22.

Geary conduziu estudos de perda de pressão utilizando R-22 à temperatura de saturação de 4,4 °C, durante escoamento bifásico adiabático em meias curvas "return bends". Geary utilizou para a determinação da perda de pressão total na meia curva (i.e. por atrito e variação do momentum angular), o mesmo procedimento utilizado por outros autores para a determinação da perda de pressão em tubos retos, i.e., o fator de atrito na fórmula de Darcy (equação 26) como função de parâmetros e adimensionais que conhecidamente podem afetar a perda de carga numa meia curva. A equação obtida por Geary para o cálculo da perda de pressão total numa meia curva ("return bend") pode ser expressa matematicamente por:

$$\Delta p = \frac{5,58 \cdot 10^{-6} \text{Re}_v^{0,5}}{\exp(0,215D/d)x^{1,25}} \frac{L_c V_v^2 \rho_v}{d 2g_{cv}} \quad (13)$$

Apesar de ter obtido sua correlação para o refrigerante R-22, os resultados obtidos por Geary foram comparados também com dados experimentais para o Refrigerante R-134a, para uma análise qualitativa do comportamento de sua correlação. A Figura 6.6 apresenta uma comparação gráfica da perda de carga total (i.e. atrito e variação do momentum angular), entre o modelo proposto por Geary e os resultados experimentais obtidos para o escoamento bifásico turbulento de R-134a e R-12. Pode-se observar que o modelo proposto por Geary e os resultados experimentais colocam-se dentro de uma faixa de + 150 % e 0 %, sendo que este modelo superestima os dados experimentais da ordem de 90 % para os parâmetros da meia curva " δ " iguais a 0,41 e 0,379 e da ordem de 9 % para " δ " igual a 0,324. O erro absoluto médio calculado entre este modelo e os dados experimentais foi de 4,6 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) foi de 72,4 %. É importante notar que os valores utilizados por Geary em seu trabalho para o parâmetro da meia curva " δ ", variaram de 0,39 a 0,66.

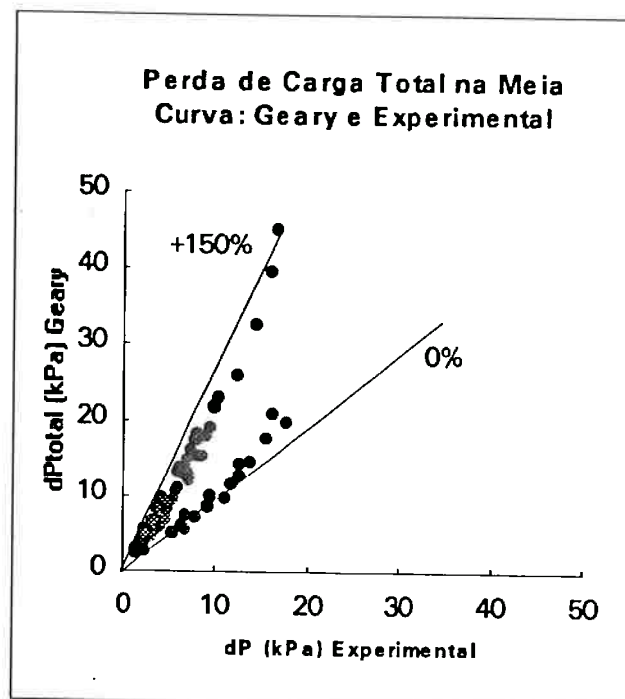


Figura 6.6 - Comparação entre a perda de carga obtida através do modelo de Geary e dados experimentais, para os refrigerantes R-134a e o R-22.

6.3 - Correlação dos Resultados Experimentais para Misturas Refrigerante-Óleo

A maioria dos sistemas frigoríficos operam com o ciclo de compressão a vapor, e portanto uma mistura refrigerante-óleo é encontrada escoando nestes sistemas com uma pequena concentração de óleo lubrificante (aproximadamente de 0,5 a 2 % em massa de óleo, em sistemas comerciais típicos de condicionamento de ar automotivos e em refrigeração doméstica). A adição de óleo ao refrigerante altera as propriedades da mistura, e portanto a perda de pressão durante o escoamento bifásico. A adição de óleo ao refrigerante geralmente resulta num aumento de viscosidade da mistura refrigerante-óleo. Com o aumento da viscosidade, a perda de pressão tende a aumentar devido a uma maior tensão de cisalhamento entre o refrigerante e a parede do tubo, bem como entre a fase líquida e a fase vapor. A quantidade de óleo dissolvido no refrigerante foi medida neste trabalho através de uma técnica similar ao procedimento estabelecido pelo padrão ASHRAE Standard Nº 41.4, descrita detalhadamente no Apêndice IV.

Utilizando um procedimento similar a Tichy et al. (1985), uma correlação (equação 33) foi estabelecida para o cálculo da perda de pressão total de uma mistura refrigerante-óleo, através da determinação funcional da razão entre a perda de pressão quando do escoamento de uma mistura refrigerante-óleo e aquela obtida nas mesmas condições para o escoamento do refrigerante puro, versus a concentração em massa de óleo " ω ", utilizando diferentes refrigerantes e óleos compatíveis com estes. A fim de avaliar o comportamento físico qualitativo do efeito do óleo na perda de carga, a Figura 6.7 apresenta o gráfico desta razão funcional estabelecida através da equação 33 versus a concentração em massa de óleo variando de 0 a 11 %, a saber:

$$\Delta p_o = \Delta p_p [1 + 12,4\omega - 110,8\omega^2] \quad (33)$$

É bom lembrar no entanto, que esta equação foi desenvolvida somente para o intervalo de 0 a 5 % de concentração em massa de óleo [Souza et al. (1993)], e esta avaliação qualitativa é importante para um melhor desenvolvimento de uma razão funcional que leve em conta o efeito da concentração em massa de óleo.

Através da Figura 6.7, pode-se observar claramente que para valores da concentração em massa de óleo " ω " maiores que 5,0 %, a equação 33 não representa adequadamente bem o comportamento físico qualitativo esperado da perda de carga durante escoamento bifásico de misturas refrigerante-óleo. Para adequar a função para correlação dos dados experimentais ao comportamento físico da perda de carga de uma mistura refrigerante-óleo durante escoamento bifásico turbulento horizontal, foi sugerida uma função logarítmica que em princípio satisfaz qualitativamente a condição de contorno quando " ω " tende para 0,0 e para 100,0 %. Portanto, correlacionando os pontos com uma função logarítmica ao invés de uma função polinomial quadrática, foi obtida uma nova relação funcional da razão entre a perda de pressão quando do escoamento da mistura refrigerante-óleo e aquela obtida nas mesmas condições para o escoamento do refrigerante puro, contra a concentração em massa de óleo " ω ".

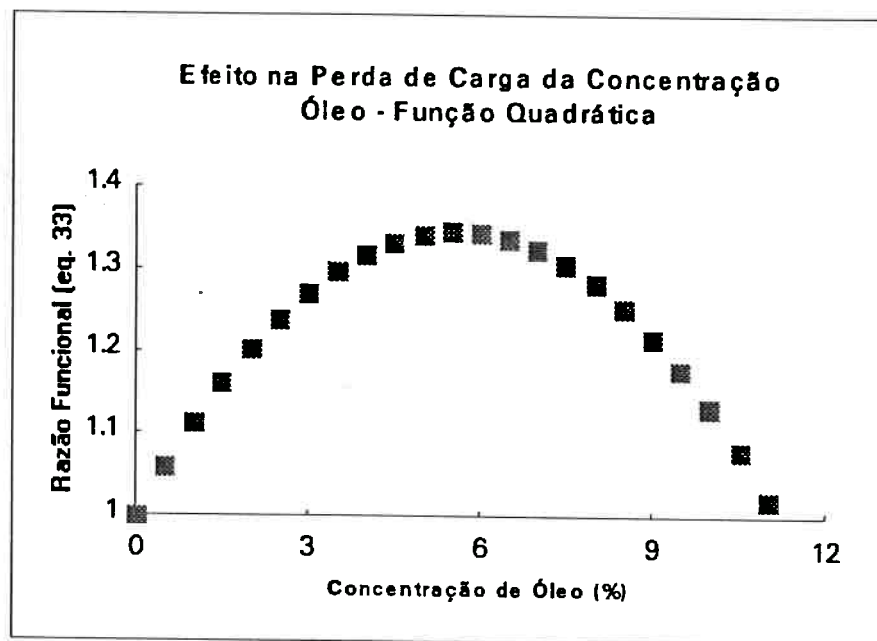


Figura 6.7 - Determinação da razão da perda de carga de uma mistura refrigerante-óleo e aquela obtida pelo refrigerante puro (equação 33), em função de " ω ".

A Figura 6.8 apresenta valores experimentais da razão média entre a perda de carga de uma mistura refrigerante-óleo e aquela obtida nas mesmas condições somente com refrigerante puro, em função da concentração de óleo " ω ", para as

seguintes misturas refrigerante-óleo: o refrigerante R-134a com três tipos de óleo, sendo dois óleos tipo PAG e um óleo tipo Ester, e o refrigerante R-12 com dois tipos de óleo mineral, ou seja, 3GS e 4GS.

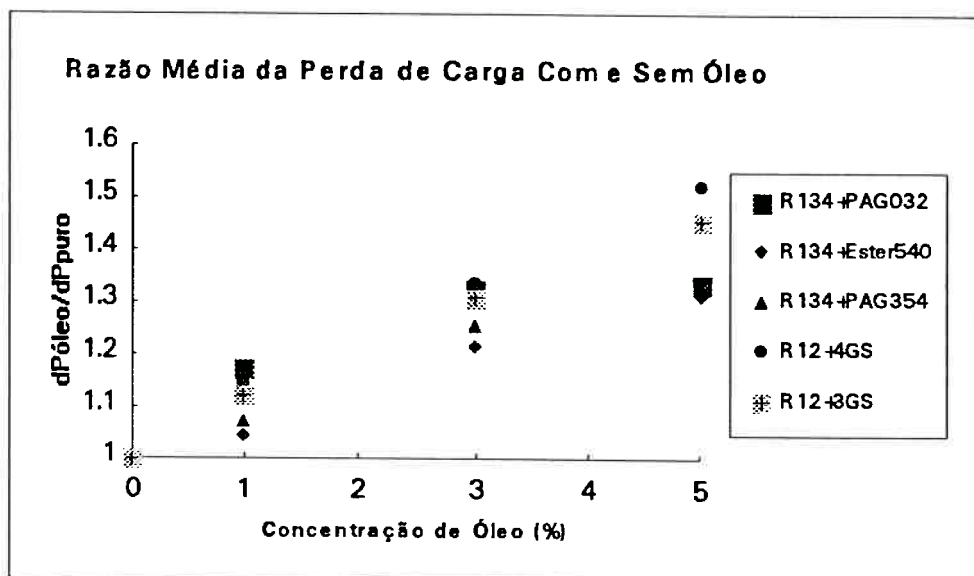


Figura 6.8 - Razão média entre a perda de carga para misturas refrigerante-óleo e aquela nas mesmas condições para o refrigerante puro, em função de " ω ".

Uma análise por regressão linear foi realizada utilizando 90 testes experimentais, que foram obtidos através de cinco misturas refrigerante-óleo, a saber, o refrigerante R-134a com três tipos de óleo (2 óleos PAGs e um Ester) e o refrigerante R-12 com dois tipos de óleo mineral (3Gs e 4GS). O coeficiente de correlação obtido para a dependência funcional da razão média entre a perda de pressão quando do escoamento de uma mistura refrigerante-óleo e aquela obtida nas mesmas condições para o escoamento do refrigerante puro, contra a concentração em massa de óleo " ω " foi de 0,99. O erro absoluto médio obtido foi de 0,65 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 8,0 %.

A dependência funcional final obtida da regressão dos dados experimentais da razão média entre a perda de carga quando do escoamento bifásico turbulento da mistura refrigerante-óleo e do refrigerante puro, para valores da

concentração em massa de óleo " ω " variando de 0 a 5 %, pode ser expressa através da seguinte equação:

$$\Delta p_o = \Delta p_p [1 + \ln(1 + 10,2 * \omega)] \quad (50)$$

A Figura 6.9 apresenta uma comparação gráfica da razão entre a perda de carga quando do escoamento da mistura refrigerante-óleo e do refrigerante puro, obtidos através de valores médios experimentais e da dependência funcional proposta neste trabalho (equação 50). Pode-se observar que os valores calculados através da dependência funcional obtida (equação 50) para as misturas refrigerante-óleo utilizadas (R-134a mais 2 óleos PAGs e um Ester, e R-12 mais 3GS e 4GS) e os valores médios desta razão obtidos experimentalmente, colocam-se dentro de uma faixa de $\pm 10\%$.

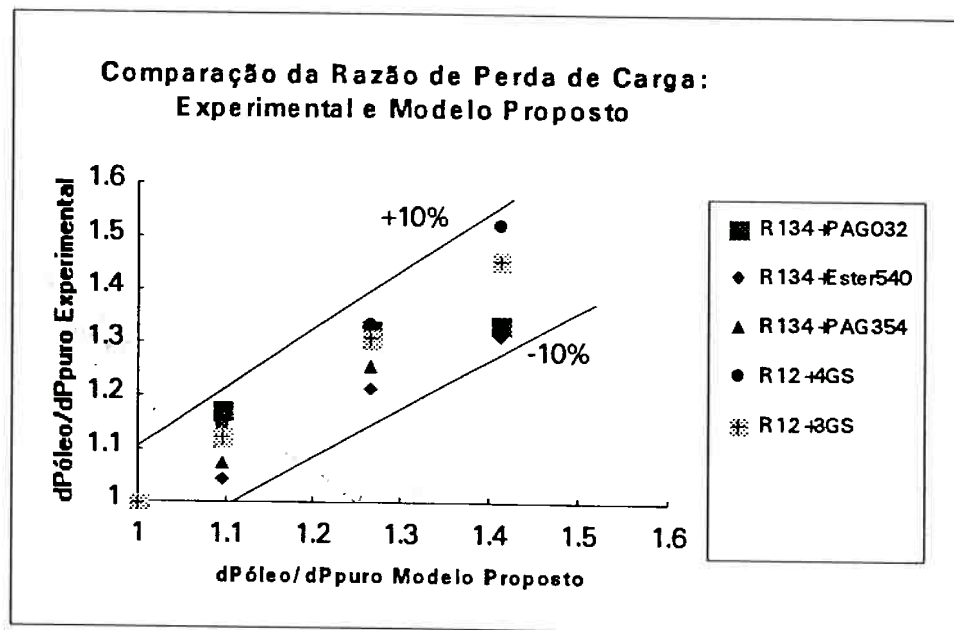


Figura 6.9 - Comparação entre razão de perda de carga para uma mistura refrigerante-óleo e refrigerante puro, da equação 50 e experimentalmente.

A Figura 6.10 apresenta o comportamento gráfico da dependência funcional (equação 50) da razão entre a perda de carga quando do escoamento de uma mistura refrigerante-óleo e aquela obtida nas mesmas condições para o escoamento do refrigerante puro, em função da concentração em massa de óleo " ω ". Observe que esta

equação é qualitativamente compatível com o limite da perda de carga para concentrações de óleo acima de 5 %.

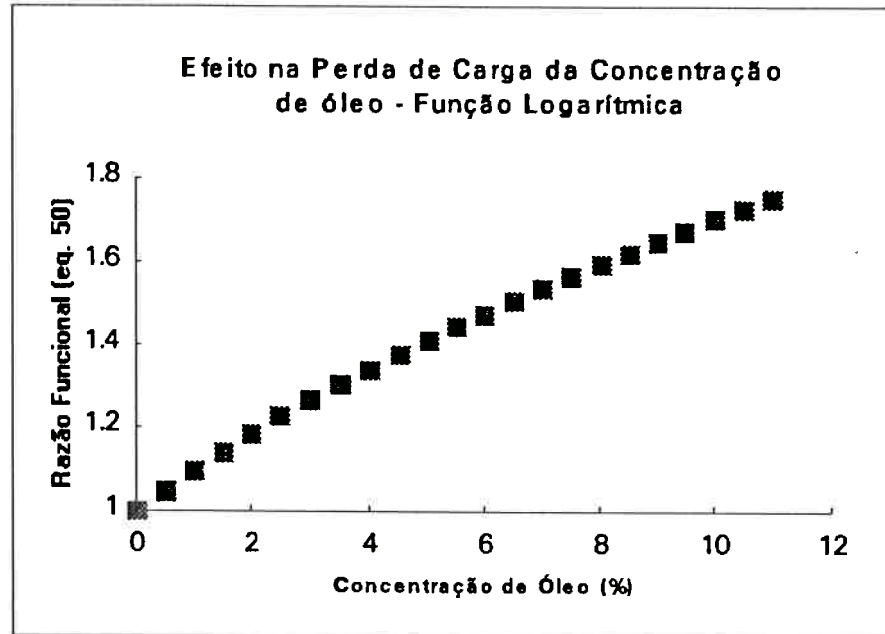


Figura 6.10 - Determinação da razão da perda de carga da mistura refrigerante-óleo e aquela obtida pelo refrigerante puro (equação 50), em função de " ω ".

Utilizando o método da Raiz da Soma dos Quadrados "RSS" [Moffat (1988)] para avaliação das medidas experimentais dos parâmetros que afetam o cálculo da razão entre a perda de pressão quando do escoamento da mistura refrigerante-óleo e aquela obtida nas mesmas condições para o escoamento do refrigerante puro, quando da obtenção da dependência funcional semi-empírica descrita pela equação 50, e após serem processadas pelo sistema de aquisição de dados, a incerteza total estimada (Apêndice X) para o cálculo da perda de carga total (atrito e aceleração) quando do escoamento bifásico da mistura refrigerante-óleo é de $\pm 0,38$ kPa. Da mesma forma anterior, uma vez que o erro absoluto médio desta dependência funcional (equação 50) em relação aos dados experimentais obtidos foi de 0,65 kPa, e portanto maior que a incerteza total estimada no desenvolvimento desta dependência funcional através dos dados experimentais, pode-se concluir que esta dependência funcional semi-empírica descrita pela equação 50 não é compatível quando comparada aos dados experimentais obtidos

para levantamento desta. Obviamente, para avaliar melhor a influência do óleo na perda de carga, parâmetros como as viscosidades e densidades das fases líquido-vapor dos refrigerantes, e também dos óleos utilizados, teriam que ser quantificadas nesta equação, como foi realizado para desenvolvimento das outras correlações obtidas para avaliação de perda de carga. É bom lembrar no entanto, que a equação 50 nos fornece uma estimativa razoável da influência da concentração em massa do óleo na perda de carga para misturas refrigerante-óleo, uma vez que para os dados experimentais obtidos neste trabalho, o erro relativo médio (desvio médio) foi de apenas 8,0 %.

6.4 - Comparação com Outras Correlações para Misturas Refrigerante-Óleo

Apesar de trabalhos na literatura disponível com correlações gráficas e equações para o cálculo do efeito de adição de óleo a refrigerantes serem bastante escassos, pode-se verificar que há um consenso geral [Chaddock (1976), Scheideman et alli (1975), Schlager (1988 e 1990), Panek (1992), etc.] que a adição de óleo sempre tende a aumentar a perda de carga total durante escoamento bifásico de misturas refrigerante-óleo. Tichy et alli (1985) estimaram a perda de pressão em tubos horizontais durante evaporação e condensação em convecção forçada de misturas refrigerante-óleo, através de uma correlação de perda de pressão para o refrigerante puro multiplicada por uma função polinomial da concentração em massa de óleo " ω ". Uma função quadrática da concentração em massa de óleo foi usada para determinação do efeito do óleo na perda de pressão, onde para a determinação da perda de pressão por atrito calculada para o refrigerante puro " Δp_{calc} " foi utilizada a correlação de Dukler II [Dukler et al. (1964)] e para o cálculo da perda de pressão por aceleração foi utilizado um modelo homogêneo quando da avaliação da fração de vazios. Esta razão funcional obtida por Tichy et alli, expressa matematicamente pela equação:

$$\Delta p_o = \Delta p_{calc} [1 + 41,3\omega - 479,0\omega^2] \quad (11)$$

foi então comparada aos dados experimentais obtidos para avaliação da perda de carga em misturas refrigerante-óleo.

A Figura 6.11 apresenta uma comparação gráfica da razão entre a perda de carga quando do escoamento da mistura refrigerante-óleo e do refrigerante puro, obtidos experimentalmente e através da dependência funcional proposta por Tichy et alli (equação 11). Pode-se observar que os valores médios desta razão obtidos experimentalmente para as misturas refrigerante-óleo utilizadas (R-134a mais 2 óleos PAGs e um Ester, e R-12 mais 3GS e 4GS) e os valores calculados através da equação 11, colocam-se dentro de uma faixa de - 10 % e - 50 %, sendo que esta equação superestima os dados experimentais da ordem de 30 %. Quando comparada a equação 11 aos dados experimentais, o erro absoluto médio obtido foi de 2,73 kPa e o erro relativo médio (desvio médio) obtido foi de 33,9 %.

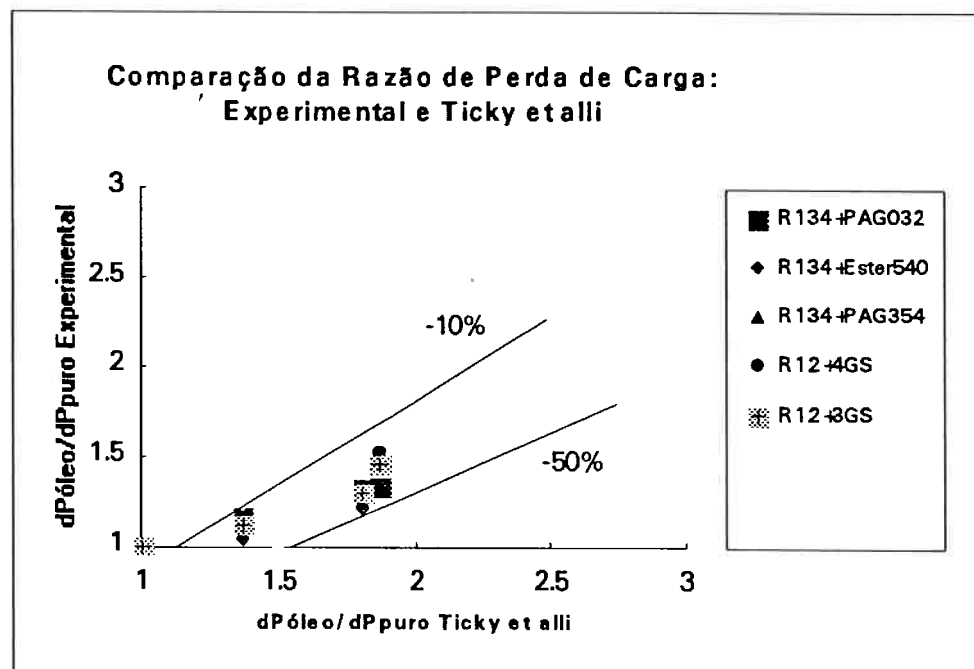


Figura 6.11 - Comparação entre a razão de perda de carga de uma mistura refrigerante-óleo e refrigerante puro, através da equação 11 e experimentalmente.

Através da Figura 6.12 pode-se observar claramente que a dependência funcional proposta por Tichy et alli também não representa adequadamente bem o comportamento físico qualitativo esperado da perda de carga durante escoamento

bifásico de misturas refrigerante-óleo para concentrações de óleo acima de 4,5 %. No entanto, é bom lembrar que seus estudos também utilizaram concentrações em massa de óleo de 0 a 5 %.

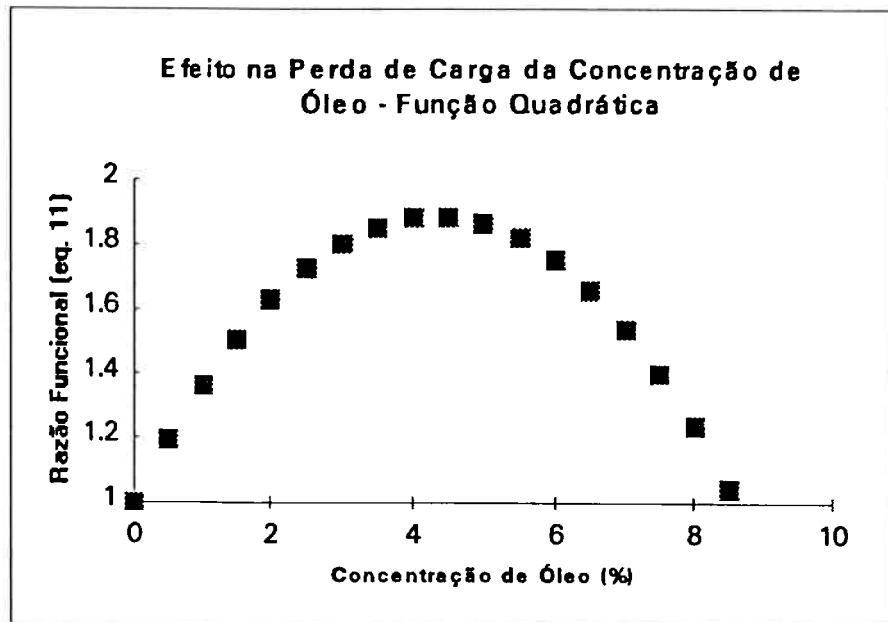


Figura 6.12 - Determinação da razão entre a perda de carga de uma mistura refrigerante-óleo e do refrigerante puro (equação 11), em função de " ω ".

7- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 - Conclusões

Tomando como base a validação do circuito experimental construído, a compatibilidade das incertezas no desenvolvimento das correlações obtidas através da instrumentação utilizada, e finalmente, os resultados das análises dos modelos e correlações semi-empíricas desenvolvidas quando comparados à correlações e dados experimentais obtidos neste trabalho e em outros aparatos experimentais, pode-se concluir o seguinte:

(1) Para os testes adiabáticos e testes com adição de calor realizados no circuito experimental de evaporação desenvolvido, foram observados através dos visores de vidro instalados na entrada e saída das seções de testes horizontais, tanto em tubos retos quanto em meias curvas ("return bends"), os seguintes regimes de escoamento: estratificado ("stratified"), estratificado-ondulado ("stratified-wavy"), ondulado ("wavy"), ondulado intermitente ("slug"), anular-ondulado ("wavy-annular"), anular ("annular") e nebuloso ("spray").

(2) Para mesmas condições de título mássico "x", e considerando escoamento de fluidos com mesmo índice de propriedades " Γ ", a resistência ao escoamento ou multiplicador bifásico de atrito, é maior no regime de escoamento anular quando comparado ao regime de escoamento estratificado-ondulado. No regime de escoamento anular somente o líquido está em contato com a parede do tubo, enquanto que no regime de escoamento estratificado-ondulado, o vapor e o líquido estão em contato com esta. Como a viscosidade do líquido é bem maior que àquela do vapor (da ordem de 20 vezes), tem-se uma maior tensão de cisalhamento entre o fluido bifásico e a parede do tubo para o regime de escoamento anular quando comparada àquela para o regime estratificado-ondulado.

(3) A evolução da perda de pressão por atrito em função do título mássico sofre uma brusca mudança em torno do valor de 85 %, denominado por Baroczy e conhecido como Efeito Pico ("peaking effect"). Os vários testes experimentais realizados, filmagens e observações visuais para avaliação e explicação deste fenômeno, nos garante que o efeito pico ocorre e é devido a mudança de regime de escoamento de anular para nebuloso. A explicação natural, comprovada através dos testes e das correlações desenvolvidas, é que a mudança de regime de anular para nebuloso significa uma mudança considerável na tensão de cisalhamento entre o fluido e a parede do tubo, uma vez que a viscosidade da fase líquido é aproximadamente 20 vezes maior que aquela obtida para a fase vapor, e conseqüentemente também deve ocorrer um mudança brusca na perda de pressão por atrito.

(4) A influência na perda de pressão por atrito de diferentes regimes de escoamento para refrigerantes puros pode também ser expressa através do número de Froude.

(5) Apesar do tipo de regime de escoamento afetar o multiplicador bifásico ou perda de carga devido ao atrito, quando se considera efeitos globais mais relevantes e uma correlação com abrangência mais generalizada, i.e. aplicada para diversos tipos de fluidos, o multiplicador bifásico para o cálculo da perda de pressão por atrito pode ser expresso como função do parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} " e o índice de propriedades " Γ ", quando do escoamento bifásico de refrigerantes puros e misturas de refrigerantes.

(6) O estudo teórico desenvolvido para avaliação da perda de carga por atrito utilizando uma nova versão do Modelo de Deslizamento de Fases Separadas ("Slip Model") proposto por Chisholm (1973), foi confirmado ser adequado e coerente para o

desenvolvimento da correlação semi-empírica (equação 47) obtida para escoamento bifásico de refrigerantes puros e misturas de refrigerantes em tubos retos horizontais.

(7) Os resultados experimentais para o multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 " foram então correlacionados através do parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} " e o índice de propriedades " Γ ", com um coeficiente de correlação de 0,97. A correlação semi-empírica final obtida (equação 47) utilizando os refrigerantes R-134a, R-12, MP-39, R-22 e R-32/125, foi comparada aos dados experimentais, cujo erro absoluto médio e erro relativo médio foram de 0,276 kPa e 8,2 %, respectivamente.

(8) A perda de pressão por atrito quando do escoamento bifásico de refrigerantes puros ou misturas de refrigerantes, pode então ser obtida através do multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 ", expresso pela seguinte equação:

$$\phi_{Lo}^2 = 1 + \langle \Gamma^2 - 1 \rangle x^{1,75} \langle 1 + 0,9524 \Gamma X_{tt}^{0,4126} \rangle \quad (47)$$

(9) Os resultados obtidos com a correlação semi-empírica proposta (equação 47) foram considerados satisfatórios e adequados, quando comparados àqueles obtidos através de outras correlações da literatura disponível [Nelson-Martinelli; Baroczy; Chisholm e Jung-Radermacher] e também aos resultados experimentais obtidos na bancada experimental desenvolvida e em outros aparatos experimentais [Anderson, Rich e Geary; e Chaddock e Noerager].

(10) A evolução da perda de pressão devido à forma ou variação da quantidade de movimento angular em meias curvas ("return bends") em função do título mássico "x" sofre uma brusca mudança a partir de 70 % a 85 %. Isto se deve a uma combinação de diferentes tensões de cisalhamento na parede e diferentes capacidades de mistura, que diferentes regimes de escoamento experimentam ao passar pela meia curva.

(11) Os resultados experimentais para o coeficiente de resistência da meia curva " ε_c " foram então correlacionados através do parâmetro de Lockhart-Martinelli " X_{tt} ", do número de Dean para a fase líquida " De_1 ", do número de Reynolds para todo o fluido escoando como líquido " Re_{L0} " e de um parâmetro geométrico da meia curva " δ ", cujo coeficiente de correlação foi de 0,93. A correlação semi-empírica final obtida (equação 48) utilizando os refrigerantes R-134a e R-22, foi comparada aos dados experimentais, cujo erro absoluto médio e erro relativo médio foram, respectivamente, de 0,128 kPa e 10,9 %.

(12) A perda de pressão devido à forma ou variação da quantidade de movimento angular em meias curvas quando do escoamento bifásico de refrigerantes puros, pode ser obtida através do coeficiente de resistência da meia curva " ε_c ", expresso pela seguinte equação:

$$\varepsilon_c = \delta \left(\frac{200914,0}{Re_{L0}^{1,391}} + \frac{1,416 \cdot 10^{-4} De_1}{X_{tt}^{0,7}} \right) \quad (48)$$

(13) Os resultados obtidos com a correlação semi-empírica proposta (equação 48) foram considerados satisfatórios e adequados, quando comparados àqueles obtidos através de outras correlações da literatura disponível [Bo Pierre; Bryan; e Geary] e também aos resultados experimentais obtidos na bancada experimental desenvolvida.

(14) Quando do estudo de misturas refrigerante-óleo, a adição de óleo ao refrigerante tende sempre a aumentar a perda de pressão durante escoamento bifásico, ou seja, a perda de pressão sempre aumenta com o aumento da concentração de óleo em misturas bifásicas refrigerante-óleo.

(15) Uma dependência funcional da razão entre a perda de pressão quando do escoamento de uma mistura refrigerante-óleo e aquela obtida nas mesmas

condições para o escoamento do refrigerante puro, em função da concentração em massa de óleo " ω " foi obtida utilizando cinco misturas refrigerante-óleo, a saber, o refrigerante R-134a com três tipos de óleo (2 óleos PAGs e um Ester) e o refrigerante R-12 com dois tipos de óleo mineral (3Gs e 4GS). O coeficiente de correlação obtido para a dependência funcional da razão média entre a perda de pressão para a mistura refrigerante-óleo e àquela para o refrigerante puro, foi de 0,99.

(16) A dependência funcional obtida para misturas bifásicas refrigerante-óleo (equação 50) foi comparada aos dados experimentais, cujo erro absoluto médio e erro relativo médio foram de 0,65 kPa e 8,0 %, respectivamente.

(17) A perda de pressão durante evaporação para uma mistura refrigerante-óleo pode ser calculada através da dependência funcional obtida da razão entre a perda de carga de uma mistura refrigerante-óleo e àquela do refrigerante puro, cuja dependência funcional pode ser expressa através da seguinte equação para valores da concentração em massa de óleo " ω " variando de 0,0 a 5,0 %:

$$\Delta p_o' = \Delta p_{rp} [1 + \ln(1 + 10,2 * \omega)] \quad (50)$$

(18) Os resultados obtidos com a dependência funcional (equação 50) para o cálculo da perda de pressão durante escoamento bifásico de misturas refrigerante-óleo, quando comparados aos resultados experimentais obtidos na bancada experimental desenvolvida podem ser considerados razoáveis, e portanto, esta dependência funcional fornece uma estimativa razoável da influência da concentração em massa do óleo na perda de carga para misturas refrigerante-óleo.

7.2 - Recomendações para Trabalhos Futuros

Como continuação e aperfeiçoamento de correlações para estudos, tanto teórico quanto experimentais, da perda de pressão durante escoamento bifásico de fluidos e misturas refrigerante-óleo, sugere-se os seguintes estudos:

(1) Considerar a possibilidade de estudo da perda de pressão durante condensação de fluidos refrigerantes, ou seja, considerar o fluido escoando numa seção de testes sendo resfriada.

(2) Considerar o componente gravitacional no cálculo da perda de pressão quando do escoamento bifásico dos fluidos, ou seja, considerar a seção de testes na posição vertical ou inclinada no circuito de testes.

(3) Considerar a possibilidade de incluir outros tipos de fluidos para outras aplicações em engenharia (e.g., água, propano e amônia) ou valores do índice de propriedades " Γ " que estejam fora do intervalo aqui estudado [$4,0 < \Gamma < 6,0$], e portanto, tornar a equação 47 uma correlação mais geral para o cálculo do multiplicador bifásico " ϕ_{Lo}^2 ".

(4) Considerar a possibilidade de se estudar outras geometrias, como canais, tubos aletados ("finned tubes"), dutos chatos, etc.

(5) Considerar tubos de diferentes rugosidades, para avaliação e influência desta na perda de pressão durante escoamento bifásico.

(6) Determinar a perda de carga durante escoamento monofásico de refrigerantes em meias curvas, para que se conheça melhor as condições de contorno da equação 48.

(7) Construir meias curvas ("return bends") com tubos de vidro, para que se possa visualizar os regimes de escoamento e as condições do fluido ao passar pela curva, como por exemplo, capacidade de mistura entre as fases líquido-vapor, recuperação de pressão ("pressure recovery"), etc., e portanto ter melhor conhecimento sobre a fenomenologia e os modelos desenvolvidos de perda de pressão quando do escoamento bifásico em meias curvas.

(8) Considerar o efeito de diferentes viscosidades e densidades, tanto do óleo quanto das fases líquido-vapor dos refrigerantes, quando do estudo do efeito do óleo na perda de pressão durante escoamento bifásico em sistemas de refrigeração e ar condicionado.

8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE - 1989, Handbook of Fundamentals, Chapter 4, Atlanta, Ga.
- Alves, G. E. - 1953, "Co-current Liquid-Gas Flow in a Pipeline Contactor", Chemical Engineering Progress, Vol. 50, pp. 449.
- Anderson, S. W., Rich, D. G. and Geary, D. F. - 1966, "Evaporation of Refrigerant 22 in a Horizontal 3/4 in. OD Tube", ASHRAE Transactions, Vol. 72, Part 1, pp. 28-42.
- Baker, O. - 1954 - "Designing for Simultaneous Flow of Oil and Gas", Oil and Gas Journal, June, pp. 185-195.
- Baroczy, C. J. - 1966, "A Systematic Correlation for Two-Phase Pressure Drop", Chemical Engineering Progress Symposium Series--Heat Transfer, Vol. 62, No. 64, pp. 232-249.
- Berger, S. A., Talbot, L. and Yao, L. S. - 1983, "Flow in Curved Pipes", Annual Reviews of Fluid Mechanics, Vol 15, pp. 461-512.
- Bryan, R. C. - 1993, "Heat Transfer and Flow Characteristics of R-22, R-32/R-125 and R-134a in Smooth and Micro-Fin Tubes", M. S. Thesis - University of Illinois at Urbana-Champaign, Department of Mechanical and Industrial Engineering, August.
- Chaddock, J. B. and Noerager, J. A. - 1966, "Evaporation of Refrigerant 12 in a Horizontal Tube with Constant Wall Heat Flux", ASHRAE Transactions, Vol. 72, pp. 90-103.
- Chaddock, J. B. - 1976, "Influence of Oil on Refrigerant Evaporator Performance", ASHRAE Transactions, Vol. 82, pp. 474-486.
- Chisholm, D. - 1967, "A Theoretical Basis for The Lockhart-Martinelli Correlation for Two-Phase Flow", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 10, pp. 1767-1778.
- Chisholm, D. - 1968, "The Influence of Mass Velocity on Friction Pressure Gradients During Steam-Water Flow", Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol. 182, Pt 3H, pp. 336-341.
- Chisholm, D. - 1973, "Pressure Gradients Due to Friction During the Flow of Evaporating Two-phase Mixtures in Smooth Tubes and Channels", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 16, pp. 347-358.
- Chisholm, D. - 1983, Two-Phase Flow in Pipelines and Heat Exchangers, Longman Inc., New York.
- Dukler, A.E., Moye Wicks, III, and Cleveland, R. G. - 1964, "Frictional Pressure Drop in Two-Phase Flow: A. A Comparison of Existing Correlations for Pressure Loss and Holdup", A.I. Ch. E. Journal, Vol. 10, N° 1, pp. 38-43.
- Dukler, A.E., Moye Wicks, III, and Cleveland, R. G. - 1964, "Frictional Pressure Drop in Two-Phase Flow: B. An Approach Through Similarity Analysis", A.I. Ch. E. Journal, Vol. 10, N° 1, pp. 44-51.
- Du Pont - 1989, "Cooling Out in Your Car", U.S. News and World Report, November 6, pp. 82.

- França, F., Acikgoz, M., Lahey Jr., R. T. and Clause, A. - 1991, "The Use of Fractal Techniques for Flow Regime Identification", International Journal of Multiphase Flow, Vol. 17, N° 4, pp. 545-552.
- Hatch, M. R. and Jacobs, R. B. - 1962, "Prediction of Pressure Drop in Two-Phase Single-Component Fluid Flow", A.I.Ch.E Journal, Vol. 8, N° 1, pp. 18-25.
- Incropera, F. P. - 1990, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- Isbin, H. S., Moen, R. H., Wickey, R. O., Mosher, D. R. and Larson, H. C. - 1959, "Two-Phase Steam-Water Pressure Drops", Chemical Engineering Progress Symposium Series - Nuclear Engineering, Vol. 55, pp.75-84.
- Ito, H. - 1959, "Friction Factors for Turbulent Flow in Curved Pipes", Journal of Basic Engineering, Transactions of ASME, June, pp. 123-134.
- Ito, H. - 1960, "Pressure Loss in Smooth Pipe Bends", Journal of Basic Engineering, Transactions of ASME, March, pp. 131-143.
- Jenkins, R. - 1947, Thesis - University of Delaware, Department of Mechanical and Chemical Engineering.
- Johnston, R. C. and Chaddock, J. B. - 1964, "Heat transfer and Pressure Drop of Refrigerants Evaporating in Horizontal Tubes", ASHRAE Transactions, Vol. 70, pp. 163-172.
- Jung, D. S. and Radermacher, R. - 1989, "Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp. 2435-2446.
- Jung, D. S. and Radermacher, R. - 1991, "Transport Properties and Surface Tension of Pure and Mixed Refrigerants", ASHRAE Transactions, Vol. 97, Part 1, pp. 90-99.
- Levy, S. - 1960, "Steam Slip - Theoretical Prediction from Momentum Model", Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME, A.I.Ch.E Heat Transfer Conference, August, pp. 113-124.
- Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C. - 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes", Chemical Engineering Progress, Vol. 45, Part 1, pp. 39-48.
- Martinelli, R. C. and Nelson, B. - 1948, "Prediction of Pressure Drop During Forced-Circulation Boiling Water", Transactions of ASME, Vol. 70, pp. 695-702.
- Matsui, G. - 1984, "Identification of Flow regimes in Vertical Gas-Liquid Two-Phase Flow Using Differential Pressure Fluctuations", International Journal of Multiphase Flow, Vol. 10, N° 6, pp. 711-720.
- Matsui, G. - 1986, "Automatic Identification of Flow Regimes in Vertical Two-Phase Flow Using Differential Pressure Fluctuations", Nuclear Engineering and Design, Vol. 95, pp. 221-231.
- McLinden, M. O. - 1989, "Measurement and Formulation of the Thermodynamic Properties of Refrigerants 134a and 123", ASHRAE Transactions, Vol. 95, Part 2, pp. 185-196.

- Moffat, R. J. - 1988, "Describing the Uncertainties in Experimental Results", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, pp. 3-17.
- NIST - 1992, "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures Database", Versão 3.0.
- Panek, J. S. - 1992, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop in Ozone-Safe Refrigerants and Refrigerant-Oil Mixtures", M. S. Thesis - University of Illinois at Urbana-Champaign, Department of Mechanical and Industrial Engineering, January.
- Petrick, M. - 1958, "Two-Phase Air-Water Flow Phenomena", USAEC Report ANL 5787, Argonne National Laboratory, Lemont, IL.
- Pierre, Bo - 1964, "Flow resistance with boiling refrigerants - Part I", ASHRAE Journal, Vol. 6, September, pp. 58-65.
- Pierre, Bo - 1964, "Flow resistance with boiling refrigerants - Part II", ASHRAE Journal, Vol. 6, October, pp. 73-77.
- Pimenta, M. M., Souza, A. L., Chato, J. C. e Wattelet, J. P. - 1992, "Perda de Pressão por Atrito em Tubos Lisos Durante Escoamento Bifásico de Refrigerantes", IV Encontro Nacional de Ciências Térmicas - ENCIT, , pp. 549-552, Rio de Janeiro.
- Rosenow, W. M., Hartnett, J. P. and Ganic, E. N. - 1985, Handbook of Heat Transfer Fundamentals, 2° Edition, McGraw-Hill Inc., New York.
- Schlager, L. M., Pate, M. B., and Bergles, A. E. - 1988, "A Survey of Refrigerant Heat Transfer and Pressure Drop Emphasizing Oil Effects and In-Tube Augmentation", ASHRAE Transactions, Vol. 93, Part 1, pp. 149-166.
- Schlager, L. M., Pate, M. B., and Bergles, A. E. - 1990, "Performance Predictions of Refrigerant-Oil Mixtures in Smooth and Internally Finned Tubes - Part I: Literature Review", ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, pp. 160-169.
- Schlager, L. M., Pate, M. B., and Bergles, A. E. - 1990, "Performance Predictions of Refrigerant-Oil Mixtures in Smooth and Internally Finned Tubes - Part II: Design Equations", ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, pp. 170-182.
- Scheideman, F. C. and Macken, N. A. - 1975, "Pressure Loss of Refrigerant-Oil Mixtures in Horizontal Pipes", ASHRAE Transactions, Vol. 81, Part 1, pp. 235-249.
- Soumerai, H. - 1966, "Pressure Drop of Refrigerant Boiling in Horizontal Internally Finned Annulus", ASHRAE Transactions, Vol. 72, pp. 43-61.
- Souza, A. L., Chato, J. C., Jabardo, J. M. S., Wattelet, J. P., Panek, J. S., Christoffersen, B. and Rhines, N. - 1992a, "Pressure Drop During Two-Phase Flow of Refrigerants in Horizontal Smooth Tubes", ACRC TR-25, University of Illinois at Urbana-Champaign, Department of Mechanical and Industrial Engineering.
- Souza, A. L., Chato, J. C., Jabardo, J. M. S., Wattelet, J. P., Panek - 1992b, "Determinação Experimental da Perda de Carga e do Coeficiente de Transferência de Calor na Evaporação dos Refrigerantes R-134a e R-12", IV Encontro Nacional de Ciências Térmicas - ENCIT, , pp. 545-548, Rio de Janeiro.

- Souza, A. L., Chato, J. C., Wattelet, J. P., Christoffersen, B. R. - 1993, "Pressure Drop During Two-Phase Flow of Pure Refrigerants and Refrigerant-Oil Mixtures in Horizontal Smooth Tubes", HTD Vol. 243 Heat Transfer With Alternate Refrigerants ASME, 29th National Heat Transfer Conference - NHTC, Atlanta, Georgia, August.
- Taniguchi, H., Hashizume, K. and Ogiwara, H. - 1985, "Flow Pattern, Void Fraction and Pressure Drop of Refrigerant Two-Phase flow in a Horizontal Pipe-II: Analysis of Frictional Pressure Drop", International Journal of Multiphase Flow, Vol. 11, N° 5, pp. 643-658.
- Tichy, J. A., Macken, N. A., and Duval, W. M. B. - 1985, "An Experimental Investigation of Heat Transfer in Forced-Convection Condensation of Oil-Refrigerant Mixtures", ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 1A, pp.297-308.
- Thom, J. R. S. - 1964, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 7, pp. 709-724.
- Tong, L. S. - 1967, Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow, John Wiley & Sons Inc., New York.
- Wallis, G. B. - 1969, One-dimensional Two-Phase Flow, McGraw-Hill, Inc., New York.
- Wattelet, J. P. - 1991, "Design, Building, and Baseline Testing of an Apparatus Used to Measure Evaporation Characteristics of Ozone-Safe Refrigerants", M. S. Thesis - University of Illinois at Urbana-Champaign, Department of Mechanical and Industrial Engineering, January.
- Wattelet, J. P., Jabardo, J. M. S., Chato, J. C., Panek, J. S. and Souza, A. L. - 1992, "Experimental Evaluation of Convective Boiling of Refrigerants HFC-134a and CFC-12", Symposium on Basic Aspects of Two-Phase Flow and Heat Transfer IV - Heat Transfer in Mixtures and Refrigerants, 28th National Heat Transfer Conference - NHTC, San Diego, California, August.
- White, F. M. - 1986, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, Inc., New York.
- Wilson, D. P. and Basu, R. S. - 1988, "Thermodynamic Properties of New Stratospherically Safe Working Fluid-Refrigerant 134a", ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 2, pp. 2095-2118.
- Zahn, W. R. - 1963, "A Visual Study of Two-Phase Flow While Evaporating in Horizontal Tubes", Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME, Winter Annual Meeting, Philadelphia, pp. 417-429.
- Zivi, S. M. - 1964, "Estimation of Steady-State Steam Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production", Journal of Heat Transfer, Vol. 86, pp. 247-252.

APÊNDICES

APÊNDICE I - Modelo Simples para Cálculo da Perda de Pressão por Atrito

Conforme citado anteriormente, os multiplicadores bifásicos também podem ser expressos como função do parâmetro de Lockhart-Martinelli "X_{tt}", e isto pode ser demonstrado através de um modelo homogêneo simples de perda de pressão, onde as seguintes hipóteses são assumidas:

- escoamento adiabático
- nenhuma mudança de fase
- pressão uniforme na seção transversal do tubo
- regime de escoamento turbulento para ambas fases
- nenhuma interação entre as fases

Portanto podemos calcular a perda de pressão por atrito admitindo que somente a fase líquida esteja escoando no tubo " Δp_L " utilizando as equações 26 e 27, através de:

$$\Delta p_L = \frac{0,158 [G_L (d_L/d)^2]^{1,75} L}{\rho_L d^{1,25} \mu_L^{-0,25}} \quad (51)$$

Da mesma forma podemos calcular a perda de pressão total por atrito neste tubo " Δp_a ", calculando a perda de pressão num tubo imaginário de diâmetro " d_L " contendo somente a fase líquida, através de:

$$\Delta p_a = \frac{0,158 G_L^{1,75} L}{\rho_L d_L^{1,25} \mu_L^{-0,25}} \quad (52)$$

uma vez que assumimos a hipótese de pressão uniforme na seção transversal do tubo. Observe que a área total do tubo com diâmetro "d" é assumida igual a soma das áreas dos tubos imaginários com diâmetros " d_L " e " d_V ".

Podemos então calcular o multiplicador bifásico para a fase líquida " ϕ_L " utilizando as equações 22, 51 e 52, através de:

$$\phi_L^{-2} = [(d_L/d)^2]^{2,375} = (1-\alpha)^{2,375} \quad (53)$$

e da mesma forma para a fase vapor " ϕ_V " teremos:

$$\phi_V^{-2} = [(d_V/d)^2]^{2,375} = \alpha^{2,375} \quad (54)$$

Portanto eliminando a fração de vazio " α " através das equações 53 e 54, teremos:

$$\phi_L^{-(2/2,375)} + \phi_V^{-(2/2,375)} = 1 \quad (55)$$

e que também pode ser expressa da seguinte forma:

$$\phi_L^{(2/2,375)} = 1 + [\phi_L / \phi_V]^{(2/2,375)} \quad (56)$$

Finalmente combinando a equação 20, a equação 22 aplicada para as duas fases, e a equação 56 teremos que:

$$\phi_L^2 = [1 + Xtt^{(-2/2,375)}]^{2,375} \quad (57)$$

como queríamos demonstrar.

Através das equações 53 e 57 pode-se também concluir que a fração de vazios " α " pode ser expressa como função do parâmetro de Lockhart-Martinelli " Xtt ". Lockhart e Martinelli [Wallis (1969)] obtiveram uma correlação empírica para a fração de vazios utilizando água, válida para baixas pressões e expressa matematicamente por:

$$\alpha = [1 + Xtt^{0,8}]^{-0,378} \quad (58)$$

Apesar de conter limitações em suas hipóteses básicas conforme apresentado anteriormente, várias correlações gráficas ou algébricas e resultados experimentais publicados na literatura, utilizaram o modelo simples para cálculo da perda de pressão por atrito aqui apresentado, sendo os resultados considerados satisfatórios, principalmente para escoamento anular turbulento, onde pode-se considerar como aproximadamente válidas as hipóteses feitas no começo deste Apêndice.

APÊNDICE II - Modelo de Deslizamento de Fases Separadas para Cálculo da Perda de Pressão por Atrito

Chisholm (1967, 1973) desenvolveu modelos matemáticos para cálculo da perda de pressão por atrito durante evaporação de misturas bifásicas em tubos lisos e canais. Seu primeiro modelo e correlação apresentada (equação 6), também pretendia dar uma base teórica para a correlação de Lockhart-Martinelli durante escoamento bifásico, no entanto, foi por ele próprio considerado insatisfatório para uso em evaporação, uma vez que $[\Delta p/\Delta z]_L$ (equação 22) varia ao longo do tubo de evaporação.

Portanto uma modelo matemático mais conveniente (equação 7), foi apresentado por Chisholm (1973) para determinação da perda de pressão por atrito durante evaporação de misturas bifásicas em tubos lisos e canais, sendo descrito a seguir.

Assumindo que cada fase escoo separadamente, e também que o coeficiente de atrito "f" seja independente do número de Reynolds, teremos para a equação de Darcy (equação 26) aplicada às fases líquido e vapor, as seguintes equações:

$$\Delta p_L = \frac{2f(1-x)^2 w^2}{d\rho_L A^2} \quad (59)$$

$$\Delta p_V = \frac{2fx^2 w^2}{d\rho_V A^2} \quad (60)$$

Admitindo também que o coeficiente de atrito para cada fase seja igual àquele da mistura bifásica e utilizando um modelo elementar [Chisholm (1973)], pode-se expressar a perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico em termos da perda de carga da mistura bifásica, através da seguinte equação:

$$\Delta p_a = \frac{2f}{d} \left\langle \frac{x^2 w^2}{\rho_V \alpha A^2} + \frac{(1-x)^2 w^2}{\rho_L (1-\alpha) A^2} \right\rangle \quad (61)$$

Observe que para a condição em que todo o fluido esteja escoando na fase líquida ou na fase vapor, a equação 61 reduz às condições normais para escoamento monofásico.

Então, utilizando a equação 59 e assumindo que todo o fluido esteja escoando na fase líquida, teremos:

$$\Delta p_{L0} = \frac{2f}{d} \frac{w^2}{\rho_L A^2} \quad (62)$$

e combinando as equações 61 e 62, podemos obter o multiplicador para a fase líquida através da seguinte equação:

$$\phi_{L0}^2 = \frac{\Delta p_a}{\Delta p_{L0}} = \frac{x^2}{\rho_V \alpha} \rho_L + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)} \quad (63)$$

ou também:

$$\phi_{L0}^2 = \left\langle \frac{1}{\alpha} \right\rangle \left\langle \frac{x^2 \rho_L}{\rho_V} + (1-x)^2 \frac{\alpha}{(1-\alpha)} \right\rangle \quad (64)$$

Definindo o índice de propriedades "Γ" como:

$$\Gamma = \left\langle \frac{[\Delta p / \Delta z]_{v0}}{[\Delta p / \Delta z]_{L0}} \right\rangle^{0.5} \quad (65)$$

e uma vez que foi assumido que o coeficiente de atrito para cada fase é independente do número de Reynolds, então a equação 65 fica:

$$\Gamma = \left\langle \frac{\rho_L}{\rho_V} \right\rangle^{0.5} \quad (66)$$

Caso o coeficiente de atrito seja dado por uma equação tipo Blasius para escoamento bifásico turbulento em tubos lisos (equação 27), a equação 65 fica:

$$\Gamma = \left\langle \frac{\rho_L}{\rho_V} \right\rangle^{0.5} \left\langle \frac{\mu_V}{\mu_L} \right\rangle^{n/2} \quad (n=0,25, \text{ Blasius}) \quad (67)$$

Aplicando a equação de continuidade para ambas as fases, podemos expressar a fração de vazios "α" como função do título mássico "x" através de:

$$\frac{1}{\alpha} = 1 + S \frac{(1-x) \rho_V}{x \rho_L} \quad (68)$$

Assim, combinando as equações 64 e 68 teremos:

$$\phi_{L0}^2 = \left\langle 1 + S \frac{(1-x) \rho_V}{x \rho_L} \right\rangle \left\langle x^2 \frac{\rho_L}{\rho_V} + \frac{(1-x)^2}{S} \frac{x \rho_L}{(1-x) \rho_V} \right\rangle \quad (69)$$

ou também:

$$\phi_{L0}^2 = x^2 \frac{\rho_L}{\rho_V} + \frac{(1-x)x \rho_L}{S \rho_V} + Sx(1-x) + (1-x)^2 \quad (70)$$

e então:

$$\phi_{L0}^2 = x^2 \frac{\rho_L}{\rho_V} + x(1-x) \left\langle \frac{1}{S} \frac{\rho_L}{\rho_V} + S \right\rangle + (1-x)^2 \quad (71)$$

e rearranjando a equação 71 teremos:

$$\phi_{L0}^2 = x^2 \frac{\rho_L}{\rho_V} + x(1-x) \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_V} \left\langle \frac{1}{S} \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_V}} + S \sqrt{\frac{\rho_V}{\rho_L}} \right\rangle} + (1-x)^2 \quad (72)$$

Utilizando a definição dada por Chisholm ao coeficiente "C" (equação 8), e do índice de propriedades "Γ" (equação 66), a equação 72 fica:

$$\phi_{L0}^2 = x^2 \Gamma^2 + x(1-x) \Gamma C + 1 - 2x + x^2 \quad (73)$$

ou também:

$$\phi_{L0}^2 = 1 + \langle \Gamma^2 - 1 \rangle x^2 + x(1-x) \langle \Gamma C - 2 \rangle \quad (74)$$

e portanto:

$$\phi_{Lo}^2 = 1 + \langle \Gamma^2 - 1 \rangle \left\langle x^2 + x(1-x) \left| \frac{\Gamma C - 2}{\Gamma^2 - 1} \right| \right\rangle \quad (75)$$

Como foi assumido "f" independente do número de Reynolds, então:

$$B = \frac{C\Gamma - 2}{\Gamma^2 - 1} \quad (76)$$

e finalmente:

$$\phi_{Lo}^2 = 1 + \langle \Gamma^2 - 1 \rangle \langle Bx(1-x) + x^2 \rangle \quad (77)$$

como queríamos demonstrar. Observe que a equação 77 também satisfaz as seguintes importantes condições de contorno:

se	$x=0$	\Rightarrow	$\phi_{Lo}^2=1$	e	$\Delta p_s = \Delta p_{Lo}$
se	$x=1$	\Rightarrow	$\phi_{Lo}^2=\Gamma^2$	e	$\Delta p_s = \Delta p_{v0}$
se	$\Gamma^2=1$	\Rightarrow	$\phi_{Lo}^2=1$	e	$\Delta p_s = \Delta p_{Lo} = \Delta p_{v0}$

Da mesma forma anterior, Chisholm (1973) obteve assumindo para o coeficiente de atrito "f" para cada fase uma correlação tipo Blasius (equação 27), e então, função do número de Reynolds, uma equação similar aquela apresentada na equação 77, ou seja,

$$\phi_{Lo}^2 = 1 + [\Gamma^2 - 1] \left[B[x(1-x)]^{0,875} + x^{1,75} \right] \quad (44)$$

onde "B" é dado pela equação:

$$B = \frac{C\Gamma - 2^{1,75} + 2}{\Gamma^2 - 1} \quad (45)$$

uma vez que na equação 27 temos $n=0,25$.

APÊNDICE III - Procedimentos de Acionamento, Operação e Desligamento do Circuito de Testes de Evaporação

Os seguintes procedimentos para acionamento ("start up"), operação ("operation") e desligamento ("shut down") do Circuito Experimental de Testes de Evaporação desenvolvido durante este trabalho na Universidade de Illinois devem ser rigorosamente seguidos para a segurança do operador, integridade do circuito experimental e para a obtenção de dados experimentais confiáveis e adequados, quando do estudo de escoamento bifásico durante evaporação de refrigerantes puros e misturas refrigerante-óleo.

Procedimentos de Acionamento

- 1- Utilize óculos de proteção visual desde o acionamento até o desligamento seguro do circuito experimental.
- 2- Assegure que os visores de escoamento não estão vazando;
- 3- Assegure que os painéis de força (voltagem) do Pré-aquecedor e da "Falsa Carga Térmica" estejam desconectados ou na posição "OFF", bem como o cabo de força da seção de testes;
- 4- Ligue as duas régua elétrica da instrumentação;
- 5- Ligue a fonte de potência do computador, acione o próprio e abra o programa de cálculo correspondente ao refrigerante ou mistura refrigerante-óleo no circuito de testes a ser analisado (e.g., "Pure HFC-134a in TS#2", "CFC-12/4GS in TS#3");
- 6- Assegure que os ícones controladores de potência estejam fixados para zero de potência no programa de cálculo "Workbench", ou seja, 4 (quatro) mA para os ícones que controlam o Pré-aquecedor e Seção de Testes e 0 (zero) mV para o ícone que controla a "Falsa Carga Térmica".
- 7- Observe se os ícones associados aos transdutores de pressão e medidores de temperatura ao longo do circuito experimental apresentam valores dentro do esperado.
- 8- Acione a bomba de refrigerante colocando-a numa vazão adequada para garantir escoamento na seção de testes.
- 9- Ligue os painéis de força (voltagem) de alimentação do Pré-aquecedor, da Seção de Testes e da "Falsa Carga Térmica".
- 10- Abra a válvula de isolamento de circulação de água gelada para resfriamento do "Chiller". Assegure que a pressão d'água seja maior que aproximadamente 2 bar (30 psig), ou seja, que a vazão d'água seja suficiente para resfriar o "Chiller".
- 11- Ligue o "Chiller" e especifique que sua temperatura de controle seja maior que a do fluido intermediário de etileno-glicol.
- 12- Acione as bombas do circuito intermediário de etileno-glicol.

Procedimentos de Operação

- 1- Especifique a temperatura do chiller aproximadamente 15 °C abaixo da temperatura desejada na seção de testes. O chiller iniciará o resfriamento do circuito intermediário de etileno-glicol, que por sua vez resfriará o circuito de testes de evaporação.

2- Os seguintes parâmetros de controle devem ser ajustados durante a operação do circuito:

- a- Potência na "Falsa Carga Térmica";
- b- Potência no pré-aquecedor;
- c- Potência na seção de testes;
- d- Vazão na bomba do circuito de refrigeração;
- e- Vazão de refrigerante na válvula de "bypass";
- f- Carga de refrigerante;
- g- Concentração de óleo.

3- Para proceder a gravação no disco rígido do computador do sistema de aquisição de dados, de parâmetros físicos obtidos através do circuito de refrigeração, alguns critérios devem ser observados:

- a- O título na entrada da seção de testes deve estar dentro de uma faixa de $\pm 1,0 \%$ do valor designado para o teste;
- b- A temperatura na entrada da seção de testes deve estar dentro de uma faixa de $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ do valor designado para o teste;
- c- O fluxo de massa na seção de testes deve estar dentro de uma faixa de $\pm 1,0 \%$ do valor designado para o teste;
- d- O fluxo de calor na seção de testes deve estar dentro de uma faixa de $\pm 2,0 \%$ do valor designado para o teste;
- e- A concentração em massa de óleo no circuito experimental deve estar dentro de uma faixa de $\pm 0,1 \%$ do valor designado para o teste;

4- Além destes critérios, as seguintes condições devem ser asseguradas antes da gravação dos dados experimentais:

- a- O refrigerante ou mistura refrigerante-óleo deve estar subresfriado ao passar pelo medidor de vazão e na entrada do pré-aquecedor;
- b- Por motivo de segurança e conservação, o refrigerante deve estar subresfriado ao passar pela bomba. Caso isto não ocorra, a adição de carga de refrigerante ao circuito garante o subresfriamento.
- c- O refrigerante deve estar saturado na saída da seção de testes. O superaquecimento do refrigerante pode causar a queima das resistências elétricas de aquecimento da seção de testes.

5- Para que se atinja uma temperatura constante no circuito intermediário de etileno-glicol, fixa-se artificialmente um ponto de operação suficientemente baixo de temperatura no chiller e adiciona-se suficiente potência na "Falsa Carga Térmica" até que o balanço de energia seja satisfeito.

6- O fluxo de massa é controlado pelo potenciômetro de velocidade da bomba de refrigerante e da válvula de bypass. O ajuste fino da vazão de refrigerante pode ser conseguido através da combinação de ambos.

7- O título de refrigerante na entrada da seção de testes é controlado pelo nível de potência imposta ao Pré-aquecedor, enquanto o fluxo de calor na seção de testes é controlado somente pelo nível de potência imposta as resistências elétricas de aquecimento desta.

8- A temperatura na entrada da seção de testes é controlada principalmente pela temperatura estabelecida no circuito intermediário de etileno-glicol. No entanto, a carga de refrigerante no circuito principal afeta esta temperatura.

9- Para cada tipo de refrigerante uma quantidade de carga é estabelecida para um subresfriamento adequado na entrada da seção de testes. Para adicionar ou remover refrigerante do circuito, deve-se purgar o que inicialmente está nas mangueiras de refrigerante que serão acopladas às válvulas manuais de carregamento ou remoção de refrigerante.

10- Geralmente a cada 30 minutos consegue-se estabelecer uma condição estacionária determinada pela matriz de experimentos, quando então os dados obtidos da instrumentação são gravados num arquivo definido através do programa "workbench" no disco rígido, para serem posteriormente tratados e utilizados na avaliação teórica dos dados experimentais.

11- Para se fazer outro teste executa-se novamente os "Procedimentos de Operação", e caso contrário segue-se para os "Procedimentos de Desligamento".

Procedimentos de Desligamento

1- Feche a válvula de "bypass" da bomba de refrigerante.

2- Desligue a potência elétrica na "Falsa Carga Térmica", no Pré-aquecedor e na Seção de Testes, através da mudança dos valores nos ícones de controle do programa "WorkBench" (respectivamente, 0,0 Volts, 4,0 mA e 4,0 mA).

3- Especifique a temperatura de controle do chiller de aproximadamente 30 °C .

4- Desconecte os painéis de força (voltagem) para o Pré-aquecedor e "Falsa Carga Térmica" e o cabo de força (voltagem) para a Seção de Testes.

5- Desligue a bomba de circulação de refrigerante do circuito principal.

6- Desligue as bombas do circuito intermediário de etileno-glicol e a potência do chiller.

7- Feche as válvulas da água de resfriamento do chiller.

8- Saia e salve o programa de cálculo "WorkBench". Desligue a fonte de energia do sistema de aquisição de dados e feche o armário onde está contido o computador "Macintosh".

9- Desligue as duas fontes de energia (régua) de alimentação dos instrumentos.

10- Caso necessário, conecte uma garrafa de refrigerante suficientemente vazia ao circuito de refrigeração principal para evitar possíveis danos aos visores de observação do escoamento, quando da expansão do refrigerante durante o equilíbrio de temperatura com o meio ambiente externo.

APÊNDICE IV - Procedimentos de Adição, Medida de Concentração e Destilação de Óleo do Circuito de Testes de Evaporação

Os seguintes procedimentos para adição, medida de concentração e destilação de óleo do circuito de testes de evaporação desenvolvido durante este trabalho na Universidade de Illinois devem ser seguidos para uma avaliação e cálculo de parâmetros experimentais confiáveis e adequados para o estudo de escoamento bifásico durante evaporação de misturas refrigerante-óleo.

Procedimentos de Adição de Óleo

A quantidade de óleo necessária para se atingir uma concentração desejada no circuito de testes de evaporação pode ser calculada através do acompanhamento do inventário de refrigerante. A adição de óleo ao circuito principal é feita por uma bomba comercial de injeção manual, através de uma válvula de serviço localizado na tubulação de entrada da bomba de refrigerante. A capacidade da bomba é de 46 ml de óleo por uma completa injeção, e conhecida a densidade do óleo, é fácil determinar o volume de óleo a ser introduzido no circuito para obtenção de uma desejada concentração em massa de óleo.

Quando da troca por um diferente tipo de óleo, é necessária a limpeza da bomba com solvente e das mangueiras de conexão ao circuito principal com refrigerante, a fim de se evitar contaminação indesejada. Além disto, sempre é necessário retirar o ar residual destas mangueiras de conexão durante a injeção de óleo, para se evitar contaminação de ar ao circuito principal.

As injeções de óleo através da bomba manual devem ser sempre lentas, para se evitar imprecisão na quantidade de óleo injetada. Após finalizada a adição de óleo, é necessária suficiente circulação da mistura refrigerante-óleo no circuito de testes, até que se obtenha na região subresfriada do circuito uma mistura bem homogênea a fim de que sejam coletadas amostras adequadas para medida da concentração de óleo.

Procedimentos de Medida da Concentração de Óleo

A remoção de amostras é feita pela mesma válvula manual de adição de óleo. Quando da coleta, o circuito de testes deve estar a uma moderada vazão e a alta pressão para proporcionar uma mistura homogênea, subresfriada no ponto de coleta e capaz de escoar rapidamente para a garrafa de amostragem.

O seguinte procedimento deve ser seguido para a pesagem da amostra de mistura refrigerante-óleo:

- 1- Limpe externamente a garrafa para remover peso adicional devido a poeira, umidade ou óleo na superfície externa desta.

- 2- Ajuste e nivele a balança em um local adequado e sem vibração. Também mantenha os mesmos cuidados com sua limpeza para não alterar o peso a ser medido.

- 3- Caso a garrafa de coleta contenha muito óleo (~ 50 gramas), desmonte e limpe esta, para evitar um longo tempo e carregamento de óleo quando da evacuação do refrigerante da garrafa durante o procedimento de medida.

4- Faça um vácuo interno na garrafa de coleta em torno de 1 bar (30" Hg na leitura do manômetro utilizado) através da válvula de acesso de gás, e garanta que após o fechamento ou re-abertura da válvula de gás não há variação na frequência de operação da bomba de vácuo.

5- Zere a balança de precisão e determine a massa da garrafa de coleta sem a amostra (M_1).

6- Conecte a válvula de líquido da garrafa de amostras à válvula manual de serviço do circuito principal com uma mangueira de refrigeração. Abra a válvula de líquido da garrafa de coleta e repita o item "4", garantindo que a válvula manual de serviço do circuito principal esteja fechado.

7- Feche as válvulas de acesso de gás e depois de líquido da garrafa de coleta. Abra totalmente a válvula manual de serviço do circuito de testes.

8- Abra por alguns segundos a válvula de líquido da garrafa de coleta, e logo após, feche-a rapidamente. Como referência, uma coleta de aproximadamente 500,0 gramas é geralmente um valor adequado para medida da concentração de óleo.

9- Feche a válvula manual de serviço do circuito principal, retire a mangueira de refrigeração e limpe-a.

10- Zere novamente a balança de precisão e determine a massa da garrafa de coleta com a amostra (M_2).

11- Conecte a garrafa de coleta com a amostra através do tubo capilar a uma outra garrafa de recuperação de refrigerante submersa num banho de água e gelo. O ar contido na mangueira de refrigeração deve ser purgado com refrigerante através da garrafa de maior pressão.

12- Abra a válvula do tubo capilar para evaporação do refrigerante na garrafa de coleta e condensação na garrafa de recuperação. Quando a pressão na garrafa de coleta estiver em torno da pressão de saturação para temperatura de 5 °C, feche a válvula do tubo capilar, desconecte a mangueira de refrigeração e esta da garrafa de recuperação. Isto geralmente demora de 2 a 5 horas, dependendo do tamanho da amostra coletada.

13- Evacue a garrafa de coleta através da válvula do tubo capilar até que esta atinja um vácuo de aproximadamente 0,67 bar (20" Hg na leitura do manômetro utilizado).

14- Feche a válvula do tubo capilar e repita o item 4. Estes dois últimos itens ("13" e "14") geralmente demoram em torno de 1 hora.

15- Desconecte a bomba de vácuo e zere a balança de precisão. Determine a massa da garrafa de coleta com o óleo retido da amostra (M_3).

16- A concentração de óleo em massa, tendo como base a amostra, pode ser determinada então pela equação (10), ou seja:

$$\omega = \frac{M_3 - M_1}{M_2 - M_1} \quad (15)$$

Procedimentos de Destilação de Óleo do Circuito de Testes

O procedimento utilizado na limpeza e destilação do circuito experimental basicamente baseia-se em duas etapas: i) primeiro a coleta em uma garrafa de refrigeração de uma quantidade considerável da mistura refrigerante-óleo contida no circuito de testes; e após ii) o refrigerante desta mistura é então evaporado puro desta garrafa (i.e., sem o carregamento do óleo através da transferência) e condensado de volta no circuito experimental. Este procedimento é repetido até que a concentração de óleo no circuito seja desprezível ($\cong 0,1\%$).

Inicialmente deve-se estabelecer equilíbrio térmico ao circuito de testes e uma moderada vazão a fim de que se tenha uma mistura mais homogênea possível ao longo do circuito de evaporação. Estabeleça alta pressão no circuito através de um controle adequado da potência dissipada na "Falsa Carga Térmica" e no Pré-aquecedor para proporcionar uma mistura subresfriada no ponto de coleta, e que seja capaz de escoar rapidamente para a garrafa de coleta.

Para a remoção da mistura refrigerante-óleo do circuito, conecte a válvula manual de serviço próximo a bomba de refrigerante (ponto de remoção de amostras) do circuito principal a uma garrafa de coleta submersa num banho de água e gelo, através de uma mangueira de refrigeração. É necessário a purga do ar desta mangueira com refrigerante da garrafa de coleta, como em qualquer operação de transferência de refrigerantes. Abra a válvula do ponto de serviço de remoção de amostras, e remova uma maior quantidade possível de mistura refrigerante-óleo até quase o momento em que comece ocorrer saturação próxima a bomba de refrigerante no circuito principal. Feche a válvula do ponto de serviço de remoção. Neste ponto coloque a bomba de refrigerante na velocidade máxima e desligue o pré-aquecedor. Após a completa remoção de potência do pré-aquecedor, desligue a bomba de refrigerante e a "Falsa Carga Térmica".

Para o retorno do refrigerante puro de volta ao circuito principal, primeiramente acione o chiller para que se estabeleça uma baixa pressão e temperatura no circuito de testes. Remova a garrafa de coleta do banho de água e gelo e seque-a. Conecte esta garrafa com a mistura refrigerante-óleo à válvula de serviço de adição de refrigerante puro na forma de gás, localizado na saída da seção de testes, e purgue o ar. Abra a válvula do ponto de adição de gás refrigerante para o retorno de refrigerante puro ao circuito principal. Para agilização do processo de transferência, aqueça a garrafa de coleta com resistências de aquecimento ou secadores elétricos e resfrie o circuito principal até que a temperatura atinja um valor bem baixo.

Quando a maior parte do refrigerante tiver se evaporado da garrafa de coleta, repita o processo diversas vezes até que se comece a observar nos visores de vidro uma mistura bifásica clara sem a presença de formação de espuma. Em geral da ordem de dez destilações é suficiente para a limpeza de óleo do circuito principal. Para a obtenção da concentração final de óleo siga os procedimentos estabelecidos no item anterior. Caso necessário, repita o processo de destilação de óleo até que o valor final desejado (0,1 %) da concentração de óleo em massa seja obtido.

APÊNDICE V - Tabelas de Calibrações para o Transdutor Diferencial de Pressão Utilizado Contra Padrões de Referência

Rigorosas calibrações do transdutor de pressão tipo Sensotec utilizado na determinação da perda de pressão foi realizada utilizando pesos cilíndricos como padrão de referência numa sala separada de calibração, e posteriormente "in situ" contra um manômetro de água.

As tabelas abaixo serviram para a obtenção final da curva de calibração, utilizada para determinar a relação entre a corrente elétrica "I" em mA enviada pelo transdutor de pressão para o sistema de aquisição de dados e a perda (diferença) de pressão " ΔP " em kPa obtida através deste sistema quando da coleta e redução dos dados experimentais.

Tabela AV.1 - Calibração do transdutor de pressão realizada pela equipe de trabalho, onde foram utilizados pesos cilíndricos como padrão de referência.

I (mA)	ΔP (kPa)
3.94	0.0
5.11	2.5
6.37	5.2
7.77	8.2
9.18	11.2
10.58	14.2
11.97	17.2
13.37	20.2
14.76	23.2
16.15	26.2
16.99	28.0
15.69	25.2
14.3	22.2
12.9	19.2
11.51	16.2
10.11	13.2
8.71	10.2
7.31	7.2

Tabela AV.2 - Calibração do transdutor de pressão realizada pela equipe de trabalho, onde foram utilizados pesos cilíndricos como padrão de referência.

I (mA)	ΔP (kPa)
3.62	0.0
4.64	2.2
6.82	6.9
9.98	13.8
13.23	20.7
16.43	27.6
16.66	28.1
16.43	27.6
13.23	20.7
10.03	13.8
6.83	6.9
4.64	2.2
3.62	0.0

Tabela AV.3 - Calibração realizada do transdutor de pressão, onde foi utilizado um manômetro de água como padrão de referência. "H" é a altura deslocada de água em relação à origem graduada do manômetro.

I (mA)	H ₁ (in)	H ₂ (in)	ΔP (kPa)
5.7	7.8	7.3	3.7539
7.368	15.3	14.2	7.3337
6.852	13.1	12.0	6.2399
6.383	11.1	9.95	5.233
5.91	9.05	7.90	4.2138
5.443	7.04	5.85	3.2044
4.988	5.1	3.88	2.2324
4.529	3.1	1.82	1.2231
4.299	2.12	0.83	0.7334
4.061	1.1	- 0.20	0.2237
3.95	0.68	- 0.68	0

**APÊNDICE VI - Tabelas de Dados de Perda de Carga por Atrito em Tubos Retos
utilizando os Refrigerantes R-134a, R-12, MP-39, R-22 e R-32/125**

Tabela AVI.1 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-12 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{Lo}^2 ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Entrada (°C)	Temperatura Saída (°C)	Temperatura Média (°C)	" Δp " por Atrito (kPa)
199.4	79.8	4.8	4.5	4.65	3.26
199.3	90.6	4.8	4.5	4.65	3.25
199.4	39.9	5	4.9	4.95	1.22
201.4	49.9	4.9	4.8	4.85	1.91
199.9	59.6	4.9	4.7	4.8	2.34
198.9	70.5	4.9	4.6	4.75	2.95
199.1	70.5	-4.8	-5.3	-5.05	4.12
200.7	50	-5	-5.4	-5.2	2.92
198.7	31	-5.1	-5.2	-5.15	1.21
198.7	30.35	4.9	4.8	4.85	0.87
199.6	20.8	5	5	5	0.6
299.9	50.65	5.1	4.7	4.9	4.61
301.2	59.55	4.9	4.4	4.65	5.81
300.4	69.5	4.9	4.2	4.55	6.6
300.3	20	5.1	5	5.05	1.24
299.8	30	4.9	4.7	4.8	2.3
300.4	40.3	4.9	4.6	4.75	3.36
300	79.65	4.9	4.2	4.55	7.07
299.6	89.8	5	4.3	4.65	7.14
301	10.55	5	5	5	0.6
298.9	49.4	-4.1	-4.9	-4.5	6.33
301.3	30.2	-5.1	-5.5	-5.3	3.51
399.7	39.95	5.1	4.5	4.8	5.94
399.1	10.05	5	5	5	1.02
400.4	49.85	4.9	4.1	4.5	8.1
400.2	59.25	4.8	3.9	4.35	9.54
400.7	20.6	4.9	4.6	4.75	2.6
399.2	30.15	5	4.6	4.8	4.11
399.1	69.7	5	4	4.5	10.79
399.7	29.75	-5.2	-5.9	-5.55	5.96

Tabela AVI.2 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-134a num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{Lo}^2 ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Entrada (°C)	Temperatura Saida (°C)	Temperatura Média (°C)	" Δp " por Atrito (kPa)
199.2	79.9	5	4.6	4.8	4.01
199.3	60.15	4.9	4.6	4.75	3.22
202	40	5.1	4.9	5	1.85
201.1	49.85	5.1	4.9	5	2.45
200.1	70.25	4.9	4.6	4.75	3.77
200.6	89.45	4.9	4.5	4.7	3.87
201.5	30.1	5	4.9	4.95	1.21
199	19.95	5	4.9	4.95	0.67
250.8	20.15	5	4.9	4.95	1.19
301	30.25	5	4.8	4.9	2.9
300	70.25	4.9	4.2	4.55	7.88
299.1	10.25	4.9	4.8	4.85	0.79
300.5	79.6	6	5.3	5.65	7.88
300.7	60.4	5.1	4.4	4.75	7.08
299.5	40.4	5.1	4.7	4.9	4.39
303.3	20.1	5	4.8	4.9	1.81
301.4	49.85	5	4.5	4.75	5.85
301.5	49.8	5.1	4.6	4.85	5.83
300.1	29.65	4.8	4.6	4.7	3.05
300.7	10.3	5	4.9	4.95	0.77
402	10.05	4.9	4.7	4.8	1.44
400.2	29.8	5	4.5	4.75	5.1
401.3	49.55	5	4.1	4.55	9.66
501.5	10	5.1	4.9	5	2.32
250.3	19.85	0.7	0.6	0.65	1.42

Tabela AV1.3 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-22 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " $\phi_{L,0^2}$ ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Entrada (°C)	Temperatura Saída (°C)	Temperatura Média (°C)	" Δp " por Atrito (kPa)
199.6	80	-4.9	-5.2	-5.05	3.81
200	59.8	-5	-5.2	-5.1	2.97
200.9	40.35	-5	-5.1	-5.05	1.64
199.7	20.3	-5	-5.1	-5.05	0.65
199.8	89.6	15	14.9	14.95	1.91
200.6	70.4	15.1	15	15.05	1.59
199.8	30.4	15	15	15	0.51
200.4	50.45	15	15	15	0.97
198.8	50.3	5	4.9	4.95	1.37
200.7	69.6	5	4.9	4.95	2.35
200.9	89.45	4.9	4.7	4.8	2.64
200.9	29.55	5	4.9	4.95	0.73
300.2	80.35	0.6	0.2	0.4	6.95
298.8	60.15	-4.1	-4.6	-4.35	6.63
300.9	39.75	-5	-5.3	-5.15	4.03
300.7	20.35	-5	-5.2	-5.1	1.57
300.3	89.85	15	14.8	14.9	4.47
299.3	69.65	15	14.8	14.9	3.85
300.4	50.25	15	14.8	14.9	2.57
300.8	30.2	15	14.9	14.95	1.25
301.5	29.85	4.9	4.8	4.85	1.9
299	50.65	4.9	4.7	4.8	3.88
300.9	69.05	4.9	4.5	4.7	5.59
299.9	90.75	5	4.7	4.85	6.02
400.4	80.3	4.9	4.3	4.6	10.03
399.9	60.15	1.3	0.7	1	9.24
400.1	29.75	5	4.8	4.9	3.38
400.8	39.95	-5.1	-5.6	-5.35	7.4
399.3	19.75	-5.1	-5.3	-5.2	3.02
400.4	86.25	14.8	14.4	14.6	7.71
401.1	86.2	14.9	14.5	14.7	7.71
401	70.05	14.9	14.6	14.75	6.81
400	49.65	14.9	14.7	14.8	4.59
398.8	30.7	14.9	14.8	14.85	2.46
401.3	10.75	14.9	14.9	14.9	0.73
400.2	50.15	5	4.6	4.8	6.68
399.7	69.85	5	4.5	4.75	9.22
400.6	80.15	5.9	5.3	5.6	9.84
399.6	9.95	5	4.9	4.95	0.88

Tabela AVI.4 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-32/125 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{Lo}^2 ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Entrada (°C)	Temperatura Saída (°C)	Temperatura Média (°C)	" Δp " por Atrito (kPa)
200.7	80.05	4.7	4.6	4.65	1.81
201.4	61.65	4.5	4.5	4.5	1.25
301.1	47.75	4.6	4.5	4.55	2.16
300.3	57.85	4.8	4.7	4.75	2.84
300.7	68.95	4.6	4.5	4.55	3.72
300.8	79.85	4.9	4.7	4.8	4.25
300.6	79.05	5.5	5.4	5.45	4.25
299	30.25	4.7	4.7	4.7	1.13
300.2	70.75	4.7	4.5	4.6	3.75
300.6	52.45	4.8	4.8	4.8	2.5
299.6	32.15	4.7	4.6	4.65	1.26
299.6	20.15	5	4.9	4.95	1.25
300.6	40.05	5.1	5.1	5.1	2.5
299	41.95	4.6	4.5	4.55	1.83
299.6	26.65	14.7	14.7	14.7	0.73
299.4	94.95	14.7	14.6	14.65	2.91
301.1	85.65	14.7	14.6	14.65	3.05
300.2	63.65	14.7	14.7	14.7	2.13
300.7	44.8	14.8	14.8	14.8	1.32
401.4	60.85	4.7	4.5	4.6	5.39
398.4	71.45	5.7	5.5	5.6	6.28
399.3	51.55	4.7	4.5	4.6	4.36
400	41.15	4.7	4.6	4.65	3.21
400.3	30.65	4.7	4.6	4.65	2.18
399	20.45	4.6	4.5	4.55	1.28
401.8	26.05	14.6	14.5	14.55	1.29
399.3	62.95	14.7	14.6	14.65	3.65
400.2	54.85	14.6	14.5	14.55	3.11
500.6	21.45	4.7	4.6	4.65	2.22
501.4	28.85	4.8	4.6	4.7	3.09
501.2	38.95	4.5	4.3	4.4	4.52
502.1	52.05	5.2	4.9	5.05	6.39
498.8	54.65	14.9	14.7	14.8	4.53
500.5	45.95	14.5	14.4	14.45	3.84
502.7	25	14.8	14.8	14.8	2.04
200.4	45.4	14.7	14.6	14.65	0.59
300.5	21.5	4.9	4.8	4.85	0.81

Tabela AVI.5 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante MP-39 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{LO}^2 ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Entrada (°C)	Temperatura Saída (°C)	Temperatura Média (°C)	" Δp " por Atrito (kPa)
201.1	60.25	9.2	9	9.1	2.62
203	49	9	8.9	8.95	1.89
202.1	39.45	8.1	8.1	8.1	1.38
201.1	90.25	11.2	10.9	11.05	3.59
202.1	79.5	10.4	10.2	10.3	3.62
199	71.1	9.8	9.6	9.7	3.24
300.7	69.45	9.9	9.4	9.65	6.93
299.7	30.25	0.4	0.1	0.25	3
300.6	80.65	10.5	9.9	10.2	7.55
299.7	90.5	11.1	10.5	10.8	7.55
401	85.65	11	10	10.5	12.38
397.9	19.8	-1.5	-1.8	-1.65	3.64
400.7	79.65	10.6	9.7	10.15	12.11
401.4	69.45	10.1	9.2	9.65	11.24
401.9	59.05	9.1	8.4	8.75	10.02
399.2	49.8	8.9	8.3	8.6	8.07
500.4	65.85	11.5	10.4	10.95	15.02
501.5	59.75	10.2	9.1	9.65	14.27
499.7	49.95	8.6	7.8	8.2	11.82
499.2	19.55	-0.6	-1.1	-0.85	5.06

Tabela AVI.6 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-134a num tubo reto com "d=7.75 mm" e "L=1.27 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para desenvolver correlações para o cálculo de " ϕ_{LO}^2 ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Entrada (°C)	Temperatura Saída (°C)	Temperatura Média (°C)	" Δp " por Atrito (kPa)
200.6	89.8	5.1	4.5	4.8	5.97
199.4	70.85	5	4.4	4.7	6.09
202.9	50.05	5.1	4.7	4.9	4.61
200.4	32.05	4.9	4.7	4.8	2.27
197.4	88.65	5	4.3	4.65	6.23
299.1	30.75	5	4.5	4.75	5.59
300.9	10.3	4.9	4.7	4.8	1.4
402.5	10.15	4.8	4.5	4.65	2.24
499.7	9.85	4.9	4.5	4.7	3.7

**APÊNDICE VII - Tabelas de Dados de Perda de Carga em Meias Curvas
Utilizando os Refrigerantes R-134a e R-22**

Tabela AVII.1 - Dados experimentais obtidos numa Meia Curva de parâmetro geométrico " $\delta=0.410$ " para se obter o coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c ", utilizando o refrigerante R-22.

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Média (°C)	" Δp " Total (kPa)	" Δp " por Atrito (kPa)	" Δp " por Forma (kPa)
200	40	4.9	2.13	1.8	0.33
200	50	4.9	2.93	2.49	0.44
200	60	4.85	3.72	3.19	0.53
200	70	4.8	4.37	3.8	0.57
200	90	5.05	4.47	3.74	0.73
300	20	4.9	2.03	1.62	0.41
300	30	4.85	3.62	2.96	0.66
300	50	4.85	7.22	6.16	1.06
300	60	4.7	8.23	7.1	1.13
300	70	3.85	9.62	7.95	1.67
300	80	4.75	9.89	8.34	1.55
400	10	5.05	1.89	1.53	0.36
400	30	4.9	6.77	5.5	1.27
400	50	3.8	12.29	10.15	2.14
400	60	4.45	14.34	12.11	2.23
400	70	4.45	15.88	12.94	2.94
400	80	4.65	16.64	13.74	2.9
400	90	4.65	16.18	13.66	2.52

Tabela AVII.2 - Dados experimentais obtidos numa Meia Curva de parâmetro geométrico " $\delta=0.379$ " para se obter o coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c ", utilizando o refrigerante R-22.

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Média (°C)	" Δp " Total (kPa)	" Δp " por Atrito (kPa)	" Δp " por Forma (kPa)
200	40	5	1.39	1.05	0.34
200	50	4.95	1.85	1.47	0.38
200	60	4.95	2.46	1.94	0.52
200	70	4.95	2.93	2.35	0.58
200	80	4.85	3.3	2.63	0.67
200	90	4.9	3.24	2.6	0.64
300	20	4.95	1.49	1.08	0.41
300	40	4.85	3.43	2.68	0.75
300	50	4.9	4.71	3.72	0.99
300	60	5	5.86	4.57	1.29
300	70	4.95	6.95	5.51	1.44
300	70	5.05	6.76	5.38	1.38
300	80	6.45	7.11	5.61	1.5
400	20	5.05	2.49	1.76	0.73
400	30	4.9	4.23	3.03	1.2
400	40	4.75	6.03	4.48	1.55
400	50	4.95	8.15	6.07	2.08
400	50	4.95	8	5.94	2.06

Tabela AVII.3 - Dados experimentais obtidos numa Meia Curva de parâmetro geométrico " $\delta=0.324$ " para se obter o coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c ", utilizando o refrigerante R-22.

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Média (°C)	" Δp " Total (kPa)	" Δp " por Atrito (kPa)	" Δp " por Forma (kPa)
300	50	4.7	6.84	6.16	0.68
300	60	-5.3	11.15	9.63	1.52
300	60	4.75	8.03	7.1	0.93
300	60	15	5.52	5	0.52
300	70	4.85	9.22	7.95	1.27
300	80	-5.3	12.59	10.87	1.72
300	80	4.65	9.62	8.34	1.28
300	80	15.05	6.91	6.26	0.65
300	90	4.65	9.11	8	1.11
400	20	-5.2	5.37	4.75	0.62
400	20	15	2.5	2.12	0.38
400	30	4.8	6.41	5.5	0.91
400	40	-5.55	12.67	11.01	1.66
400	40	4.85	9.24	8.23	1.01
400	50	4.8	11.68	10.15	1.53
400	60	-3.85	17.66	14.81	2.85
400	60	4.55	13.73	12.11	1.62
400	70	4.5	15.39	12.94	2.45
400	80	4.6	16.18	13.74	2.44
400	90	4.45	15.84	13.66	2.18

Tabela AVII.4 - Dados experimentais obtidos numa Meia Curva de parâmetro geométrico " $\delta=0.379$ " para se obter o coeficiente de resistência da meia curva " ϵ_c ", utilizando o refrigerante R-134a.

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Título Médio (%)	Temperatura Média (°C)	" Δp " Total (kPa)	" Δp " por Atrito (kPa)	" Δp " por Forma (kPa)
200	30	5.05	1.5	1.13	0.37
200	40	4.85	2.31	1.77	0.54
200	40	15	1.49	1.11	0.38
200	40	14.95	1.52	1.09	0.43
200	50	4.95	3.2	2.34	0.86
200	50	15.05	1.94	1.49	0.45
200	60	4.9	4.01	3.03	0.98
200	60	14.95	2.49	2	0.49
200	70	4.85	4.69	3.63	1.06
200	70	14.95	3.2	2.51	0.69
200	80	4.85	4.91	3.9	1.01
200	80	15	3.57	2.85	0.72
200	90	4.75	4.71	3.79	0.92
200	90	15	3.47	2.82	0.65
300	20	4.85	2.08	1.68	0.4
300	20	15.15	1.48	1.03	0.45
300	30	5	3.48	2.6	0.88
300	30	14.95	2.41	1.67	0.74
300	40	4.8	5.56	4	1.56
300	40	14.8	3.39	2.69	0.7
300	50	4.65	7.32	5.5	1.82
300	50	14.8	4.89	3.64	1.25
300	60	5.6	8.54	6.25	2.29
300	60	14.85	6.05	4.57	1.48
300	70	7.3	9.16	6.96	2.2
300	70	14.8	7.15	5.62	1.53
300	80	14.85	7.63	6.11	1.52
300	90	14.85	7.62	5.97	1.65
400	10	4.85	1.83	1.3	0.53
400	10	15.1	1.28	0.89	0.39
400	20	5	3.89	2.77	1.12
400	30	4.8	6.54	4.37	2.17
400	30	15	4.2	3.02	1.18
400	40	7.3	8.3	5.7	2.6
400	40	14.95	6.22	4.33	1.89
400	50	9.65	10.05	7.2	2.85
400	50	14.6	8.25	6.02	2.23
400	60	14.85	10.31	7.68	2.63

APÊNDICE VIII - Tabelas de Dados de Perda de Pressão Total (Atrito + Aceleração) em Tubos Retos para R-134a, R-12, MP-39, R-22 e R-32/125

Tabela AVIII.1 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-12 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	" Δp " total (kPa)
198.8	9.93	0.797	0.946	4.7	3.55
199.3	5.01	0.801	0.876	4.75	3.5
200.6	19.94	0.594	0.891	4.65	3.83
200.6	10.00	0.601	0.750	4.85	3.04
200.5	5.00	0.602	0.676	4.95	2.66
199.9	29.87	0.399	0.845	5	3.75
200.7	19.94	0.406	0.702	4.95	2.92
200.6	9.97	0.398	0.546	4.8	1.87
200	4.96	0.403	0.477	4.85	1.51
199.3	30.28	0.198	0.651	4.8	2.51
200.3	20.16	0.201	0.501	4.95	1.68
201.9	9.97	0.201	0.348	4.8	1.06
201.4	5.08	0.395	0.473	15	1.07
201.8	5.08	0.598	0.676	15.05	1.86
297.8	10.00	0.101	0.201	4.9	1.21
299.2	20.01	0.099	0.298	4.95	1.99
300.8	30.02	0.097	0.395	4.9	2.87
296.6	30.09	0.201	0.504	4.8	4.15
301.6	20.21	0.206	0.406	4.9	3.1
299.1	9.98	0.201	0.301	4.75	1.91
302.7	4.93	0.199	0.248	5.05	1.55
301.5	2.50	0.205	0.230	5.15	1.48
299.7	2.51	0.295	0.320	4.9	2.37
298.7	4.96	0.3	0.350	5.1	2.57
300.7	10.00	0.3	0.399	5	3.02
298.6	30.31	0.399	0.702	4.8	6.48
300.2	19.96	0.405	0.603	4.85	5.28
303.1	10.03	0.404	0.503	4.9	4.31
300.5	5.05	0.399	0.449	4.85	3.73
301	2.48	0.404	0.429	4.75	3.58
301.1	2.55	0.497	0.522	4.65	4.93
301.5	4.99	0.497	0.546	4.9	5.04
300.1	10.09	0.5	0.600	4.65	5.62
301.6	2.50	0.597	0.622	4.65	6.18
301.3	5.06	0.605	0.655	4.95	6.29
300.8	9.95	0.598	0.697	4.75	6.64
299.8	20.02	0.598	0.797	4.65	7.41
300.6	29.82	0.597	0.893	4.55	8.24
300.7	9.94	0.698	0.797	4.6	7.44
300.5	5.00	0.7	0.750	4.55	7.07
300.7	5.04	0.805	0.855	4.65	7.44
301.5	10.00	0.802	0.901	4.65	7.58
299.9	4.95	0.901	0.950	4.55	7.01
300.7	5.04	0.206	0.258	14.8	1.14
299.8	10.06	0.202	0.306	15	1.41
300.6	20.07	0.196	0.403	14.95	2.09
301	30.07	0.193	0.502	14.8	2.93
301	5.08	0.397	0.449	14.85	2.48
300	9.95	0.394	0.497	14.9	2.79
300	19.96	0.395	0.601	14.95	3.68
301.6	29.88	0.393	0.700	14.7	4.7
298.7	5.08	0.606	0.659	14.8	4.38
300	10.09	0.596	0.700	14.65	4.65
300	19.97	0.593	0.799	14.7	5.39
299.4	30.16	0.595	0.907	14.65	6.28
299.2	5.02	0.802	0.854	14.6	5.61
299.2	10.04	0.801	0.905	14.7	5.72
399.7	4.90	0.595	0.632	4.5	10.17
398.8	10.12	0.597	0.673	4.6	10.56
400.1	30.09	0.401	0.625	4.55	9.64
402.7	20.03	0.41	0.558	4.6	8.65
401.2	9.99	0.403	0.477	4.35	7.29
403.3	5.04	0.407	0.444	4.35	6.96
399.4	30.41	0.201	0.427	4.3	6.14
398.3	19.91	0.208	0.357	4.8	4.64
402.2	9.93	0.208	0.282	4.85	3.55
402.5	5.08	0.202	0.240	5	3.03
499.4	5.06	0.4	0.430	4.35	9.59
497.8	10.13	0.394	0.454	4.3	10.05
497.5	20.11	0.393	0.514	5.7	10.86
501.7	29.90	0.207	0.385	4.55	7.97
501.5	19.90	0.207	0.325	4.35	6.55
501.4	10.04	0.207	0.266	2.85	5.43
502.5	4.93	0.214	0.243	2.3	5.28

Tabela AVIII.2 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-134a num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	" Δp " total (kPa)
99.7	9.84	0.601	0.827	4.75	1.05
200.7	9.93	0.607	0.72	5.1	3.84
199.9	9.98	0.804	0.918	5.15	4.22
200.6	10.01	0.413	0.527	4.9	2.53
200.9	9.97	0.196	0.31	5	1.17
201.2	10.05	0.601	0.715	4.85	3.8
199.1	20	0.205	0.435	5.05	1.9
200.4	30.04	0.204	0.547	4.9	2.76
200.2	5	0.41	0.467	5	2.14
200.1	10.02	0.797	0.912	4.75	4.29
201.7	5.04	0.798	0.855	4.8	4.26
200.8	30.1	0.596	0.939	4.65	5.15
200.1	20.08	0.605	0.835	4.8	4.56
199.9	10.09	0.605	0.721	4.85	3.74
198.3	5.06	0.606	0.664	4.9	3.39
200	4.99	0.398	0.455	4.85	2.01
200.1	10	0.401	0.516	4.9	2.34
199.9	20.04	0.396	0.626	4.85	3.24
200.3	30.01	0.399	0.742	4.85	4.16
201.3	29.94	0.203	0.544	5	2.65
201	20.01	0.203	0.431	5.05	1.85
199.2	10.09	0.204	0.32	5	1.17
301.1	5.07	0.2	0.239	4.9	2.17
303.5	5.06	0.151	0.189	5.25	1.52
300.6	5.06	0.106	0.145	5	1.02
300.2	5.05	0.2	0.239	5.15	2.15
300.2	5.05	0.249	0.288	5.2	2.6
299.5	5.09	0.303	0.342	4.75	3.48
298.8	5.14	0.36	0.399	4.9	4.27
297.9	5.1	0.4	0.439	5.1	4.68
301.8	5.13	0.459	0.498	4.65	5.87
297.4	4.98	0.522	0.56	4.7	6.4
298.1	5.04	0.549	0.588	4.65	6.76
298.3	5.07	0.596	0.635	4.75	7.35
296	5.05	0.661	0.7	4.45	7.86
293.4	5.11	0.714	0.754	4.55	8
294.4	5.06	0.748	0.787	4.9	8.05
290	5.02	0.86	0.9	4.95	8.05
290.8	5.04	0.904	0.944	4.85	7.82
296.4	5.05	0.95	0.989	4.65	7.34
287.8	5.06	0.802	0.842	4.1	8.11
298.4	7.41	0.102	0.159	4.9	1.27
304.4	7.56	0.154	0.211	4.95	1.76
292.5	10.1	0.796	0.875	4.6	8.35
294.6	9.99	0.905	0.982	4.3	8.02
290.9	10.07	0.707	0.786	4.45	8.17
294.8	10.11	0.608	0.686	4.25	7.73
306.4	10.02	0.4	0.475	4.65	5.41
302.4	10.0	0.299	0.375	4.85	3.83

Continuação da Tabela AVIII.2

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	"Δp" total (kPa)
295.6	9.93	0.209	0.286	4.85	2.55
303.2	10.13	0.052	0.129	5	1.05
297.2	9.93	0.102	0.179	5	1.4
302.6	10	0.152	0.228	4.75	1.96
303.2	12.45	0.05	0.144	4.8	1.17
297.8	12.5	0.098	0.194	4.85	1.6
301.4	12.66	0.151	0.247	4.95	2.07
302.4	15.04	0.102	0.216	4.95	1.8
300.7	15.02	0.15	0.264	5.05	2.36
302.2	17.52	0.047	0.18	4.8	1.54
302.7	17.41	0.099	0.231	4.95	2
299.1	17.58	0.149	0.284	5.2	2.4
295.5	20.31	0.592	0.75	4.85	8.31
290.7	19.78	0.798	0.954	4.65	8.23
302.8	20.01	0.404	0.555	4.2	6.43
296.5	20.37	0.204	0.361	4.75	3.47
300.7	20.06	0.098	0.251	5.05	2.1
297.7	20.34	0.149	0.306	5	2.8
298.2	25.02	0.101	0.293	4.65	2.78
300.4	25.02	0.153	0.344	5.25	3.29
295.4	29.61	0.591	0.82	4.4	9.2
302.9	29.73	0.399	0.623	4.15	7.4
293	29.6	0.21	0.442	4.8	4.51
297.5	30.2	0.048	0.281	4.8	2.45
295.9	30.11	0.098	0.331	5	2.85
297.8	29.92	0.15	0.38	4.55	3.87
296.1	20.12	0.417	0.573	4.5	6.37
301.3	10.02	0.403	0.479	4.65	5.3
300.5	4.97	0.405	0.443	4.8	4.84
402.4	9.88	0.205	0.261	5.05	4.04
402.9	4.98	0.198	0.226	4.75	3.55
398.8	10.01	0.2	0.257	4.85	3.97
399	19.95	0.202	0.317	4.75	4.98
402.1	9.99	0.39	0.447	6.6	7.74
502.9	5.01	0.203	0.226	4.55	5.7
499.6	9.97	0.202	0.248	4.65	6.13

Tabela AVIII.3 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-22 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	" Δp " total (kPa)
201.4	4.98	0.898	0.953	4.9	2.61
199.3	10.10	0.807	0.919	5.1	2.86
198.5	5.08	0.799	0.856	4.85	2.76
201.4	30.47	0.599	0.933	4.85	3.42
200.7	20.23	0.603	0.826	4.8	2.96
200.1	10.21	0.607	0.720	4.85	2.39
201.2	5.20	0.608	0.665	4.95	2.17
201	29.85	0.397	0.725	5.05	2.61
200.2	20.11	0.403	0.625	4.95	2.02
201.2	10.01	0.401	0.511	5	1.51
200	5.03	0.403	0.459	5	1.24
200.5	20.00	0.204	0.424	5.1	1.19
201.2	4.99	0.907	0.964	15.05	1.96
199.5	10.31	0.807	0.926	14.85	2.04
200.8	5.05	0.798	0.856	15.15	1.94
199.5	20.14	0.6	0.833	14.95	1.97
201.4	10.05	0.606	0.721	14.55	1.67
201.9	4.99	0.611	0.668	14.95	1.47
200.4	19.97	0.408	0.638	14.5	1.46
200.4	9.96	0.404	0.518	14.3	1.11
198.9	5.03	0.4	0.454	-5.25	1.88
198.4	5.07	0.596	0.650	-5.2	3.2
298.3	4.96	0.197	0.234	5	1.2
299.8	4.95	0.244	0.280	4.8	1.66
300.1	4.91	0.292	0.328	5.1	2.09
296.8	5.06	0.356	0.394	4.95	2.44
299.6	4.97	0.401	0.438	5.3	2.98
299.8	4.94	0.457	0.493	4.5	3.63
300	5.05	0.199	0.236	5.15	1.27
301.9	5.03	0.41	0.447	5.05	3.1
301.8	5.05	0.502	0.539	4.8	4.13
301.7	5.00	0.547	0.584	4.75	4.65
300	4.95	0.597	0.633	4.6	5.09
302.5	4.95	0.653	0.689	5.05	5.51
301.9	5.01	0.704	0.741	4.9	5.86
301.1	5.01	0.757	0.794	4.4	6.27
302.1	5.00	0.802	0.839	5	6.22
303.1	5.11	0.854	0.891	4.8	6.29
300.2	5.00	0.901	0.938	4.8	5.98
304.2	4.95	0.947	0.983	5.35	5.44
300.2	10.00	0.899	0.973	5	5.63
299.4	10.02	0.8	0.874	4.8	6.36
300.2	10.03	0.701	0.775	4.75	6.06
300.9	10.05	0.603	0.677	4.8	5.34
300.9	10.00	0.505	0.578	4.8	4.43
299.5	9.94	0.405	0.478	4.8	3.45
296.7	9.91	0.305	0.379	4.65	2.46
299.4	10.10	0.207	0.282	4.95	1.59
299.8	9.98	0.105	0.179	5	1.02
299.9	20.04	0.801	0.949	4.75	6.45
299.7	19.98	0.598	0.745	4.85	5.96
299.2	20.08	0.403	0.551	4.8	4.05
302.2	20.01	0.201	0.347	4.75	2.24
298.6	30.08	0.402	0.625	4.95	4.78
298.7	29.02	0.602	0.817	4.6	6.66
303	30.08	0.203	0.421	4.4	2.94
300.6	10.02	0.206	0.283	15.25	1.16
300.8	19.98	0.196	0.349	14.65	1.62
301.4	19.69	0.59	0.741	15.1	4.11
298.5	9.99	0.398	0.475	14.75	2.28
302	20.07	0.396	0.549	14.65	2.89
300.2	10.16	0.606	0.684	14.95	3.71
301.4	19.69	0.59	0.741	15.1	4.11
299.7	5.03	0.824	0.863	17.1	4.26
300.7	5.06	0.595	0.631	-4.45	6.87
299.6	10.06	0.596	0.668	-4.15	7.09
300	20.05	0.596	0.739	-3.25	7.54
300	19.90	0.403	0.544	-5.4	5.58
299.6	10.03	0.402	0.473	-5	4.82
299.2	5.04	0.405	0.441	-5.05	4.42
299.2	20.15	0.204	0.347	-5	2.9
300.7	10.10	0.204	0.275	-4.75	2.1
299.2	5.09	0.203	0.239	-5	1.81

Tabela AVIII.4 - Dados experimentais obtidos com refrigerante R-32/125 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	" Δp " total (kPa)
198.5	20.01	0.732	0.937	14.6	1.51
199.6	9.99	0.741	0.843	14.75	1.3
199.9	4.98	0.734	0.785	15	1.12
201.6	29.83	0.532	0.833	14.5	1.46
199.8	20.01	0.537	0.74	14.85	1.16
199	5.05	0.883	0.932	4.75	1.9
199	10.05	0.515	0.612	4.6	1.25
200.5	10.03	0.783	0.88	4.65	2.02
199.8	5	0.79	0.838	4.85	1.87
199.8	10.04	0.694	0.791	4.6	1.81
200.6	20.04	0.69	0.882	4.45	2.16
198.4	30.09	0.683	0.975	4.75	2.32
202.9	5.05	0.595	0.643	4.6	1.32
199.6	10.09	0.601	0.698	4.8	1.46
200.3	4.98	0.693	0.741	4.65	1.62
198.8	30.07	0.489	0.781	4.9	1.84
201	19.93	0.494	0.685	4.6	1.53
200.7	10.01	0.502	0.598	4.7	1.2
199.9	4.97	0.51	0.558	4.6	1.05
300.4	5.03	0.405	0.437	4.55	1.85
302.4	5	0.186	0.218	4.7	0.85
303.5	5.05	0.326	0.358	4.8	1.47
301.7	9.96	0.318	0.382	4.5	1.59
302	20.02	0.31	0.438	4.6	1.95
301.6	29.67	0.306	0.496	4.9	2.4
300.7	5.12	0.326	0.359	4.7	1.42
301.2	2.49	0.324	0.34	4.2	1.35
300.2	2.51	0.417	0.433	4.6	1.85
300.4	4.97	0.415	0.447	4.9	1.88
300.9	10.12	0.413	0.478	4.55	2.12
302.2	19.94	0.396	0.523	4.6	2.53
300.3	30.07	0.401	0.594	4.85	3.02
301	10.07	0.498	0.563	4.65	2.64
301.7	20.04	0.494	0.621	4.45	3.18
302.3	29.98	0.48	0.671	4.75	3.54
300.3	10	0.586	0.65	4.8	3.2
300.1	5	0.591	0.623	4.65	3.09
300.1	2.5	0.591	0.607	4.55	3.02
298.2	5.01	0.699	0.731	4.65	3.83
300.2	9.97	0.7	0.764	4.75	4.03
300.1	20.11	0.699	0.828	4.6	4.52
299.5	30.06	0.713	0.907	4.75	4.93
300.6	9.95	0.811	0.875	4.25	4.58
299.8	4.99	0.825	0.857	4.7	4.41
299.2	4.96	0.914	0.946	5.1	4.16
298.4	10.01	0.927	0.992	5.3	3.85
300.9	5.04	0.682	0.714	4.7	3.69
299.3	10.04	0.587	0.652	4.5	3.3
298.8	5.03	0.588	0.62	4.65	3.02
301.6	20.09	0.488	0.616	4.85	3.08

Continuação da Tabela AVIII.4

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	"Δp" total (kPa)
297.8	30.2	0.481	0.677	4.9	3.44
299.8	10.04	0.495	0.56	4.5	2.69
299.8	5.03	0.494	0.526	4.75	2.42
300.8	10.07	0.402	0.467	4.8	2.06
302.2	29.88	0.3	0.491	4.65	2.42
300.1	19.95	0.31	0.438	4.65	1.93
298.7	9.91	0.316	0.38	4.7	1.57
299.2	10.07	0.7	0.765	4.5	3.89
300.5	19.97	0.702	0.83	4.8	4.3
299.4	29.76	0.706	0.898	4.8	4.71
298.5	4.97	0.798	0.83	4.8	4.31
298.5	10.02	0.804	0.869	4.8	4.45
299.3	5	0.914	0.946	4.9	4.18
298.5	10.09	0.921	0.986	5.15	3.96
298.7	30.05	0.514	0.708	4.5	3.78
300.4	20.02	0.511	0.639	4.55	3.29
299.9	10.05	0.52	0.585	4.55	2.85
300.3	5.03	0.522	0.554	4.75	2.6
299.6	30.08	0.319	0.513	4.65	2.53
300.2	20.06	0.324	0.453	4.65	2.07
299.7	10	0.312	0.376	4.6	1.59
299.8	5	0.317	0.349	4.8	1.41
299.2	19.9	0.709	0.837	4.95	4.41
300.1	30.08	0.723	0.916	5	4.76
299.7	9.97	0.704	0.768	4.6	4.05
300.2	4.96	0.708	0.74	4.5	3.89
312.6	1.39	0.575	0.584	4.9	3.88
302.1	29.99	0.713	0.915	14.7	3.42
299.9	20.16	0.725	0.862	14.8	3.16
299.1	9.97	0.735	0.803	14.65	2.89
300.8	4.98	0.728	0.762	14.9	2.67
300.2	29.96	0.533	0.736	14.8	2.66
299.5	20.05	0.544	0.68	14.75	2.38
298.7	9.94	0.549	0.617	14.8	2.03
301.3	5.05	0.549	0.583	14.65	1.91
301.2	29.99	0.355	0.557	14.7	1.9
302.3	20.07	0.364	0.499	14.6	1.68
299.9	9.92	0.37	0.437	14.6	1.35
301.2	5.06	0.367	0.401	14.45	1.21
400.9	9.99	0.534	0.585	14.85	3.39
401.2	20.09	0.339	0.441	14.7	2.52
399.8	10.1	0.344	0.395	14.55	2.14
400.6	10.08	0.52	0.569	4.6	4.75
401.8	10.04	0.481	0.529	4.8	4.35
399.4	20	0.31	0.407	4.75	3.26
401.5	10.08	0.316	0.364	4.65	2.82
499.4	10.04	0.354	0.395	14.65	3.2
500.2	20.05	0.355	0.436	14.85	3.55
499.9	9.96	0.311	0.349	4.55	3.96

Tabela AVIII.5 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante MP-39 num tubo reto com "d=10.92 mm" e "L=1.2954 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	" Δp " total (kPa)
200.8	5.08	0.9	0.955	11.05	3.61
198.4	10.02	0.682	0.792	9.95	3.5
198.7	20.00	0.594	0.814	10	3.58
200.4	10.02	0.593	0.702	9.45	3.09
198.1	5.02	0.602	0.657	9.65	2.86
199.5	9.97	0.506	0.615	9.3	2.46
198.1	19.96	0.435	0.656	9.2	2.52
199.6	29.96	0.427	0.755	9.25	3.4
198.9	10.10	0.432	0.543	8.55	1.97
200.3	4.98	0.434	0.488	8.5	1.72
198	29.99	0.201	0.532	7.9	2.11
199	20.06	0.204	0.424	7.65	1.56
300.3	5.09	0.152	0.189	7.05	1.13
300	5.04	0.301	0.338	7.75	2.5
298.5	5.07	0.356	0.393	7.8	3.25
298.5	5.06	0.444	0.481	8.95	4.44
299.3	4.99	0.549	0.585	9.5	5.67
297.5	5.01	0.6	0.637	9.8	6.23
300.6	5.01	0.646	0.682	9.65	6.88
298.4	5.04	0.704	0.741	9.7	7.3
298.2	5.00	0.818	0.855	10.55	7.65
299.6	4.99	0.855	0.891	11.05	7.72
301.5	5.03	0.902	0.939	11.55	7.6
298.9	9.94	0.808	0.881	10.25	7.93
300.3	19.96	0.802	0.947	11.15	8.02
300.2	30.10	0.687	0.906	10.5	8.33
301.5	20.14	0.686	0.832	10.45	7.99
302	9.87	0.686	0.757	9.8	7.59
300	9.95	0.597	0.670	9.6	6.65
300	20.03	0.586	0.732	9.2	7.31
299.6	29.87	0.595	0.813	9.85	7.98
302.8	29.61	0.521	0.735	9.75	7.22
298.6	19.93	0.54	0.686	9.65	6.54
300.2	10.13	0.544	0.618	9.25	6.04
298.5	30.36	0.403	0.626	9	5.81
301.8	20.35	0.403	0.551	8.85	5.02
300.8	10.12	0.409	0.483	8.5	4.31
299.7	29.76	0.307	0.524	8.15	4.5
304.7	19.94	0.305	0.448	8.35	3.63
301.5	10.02	0.317	0.390	7.55	3.09
299.6	5.01	0.15	0.187	6.9	1.09
399.1	10.00	0.221	0.276	7.2	3.51

Tabela AVIII.6 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-134a num tubo reto com "d=7.75 mm" e "L=1.27 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".

Dados Experimentais obtidos num Tubo Horizontal Reto com "d=7.75 mm" e "L=1.27 m", utilizando o R-134a					
Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	" Δp " total (kPa)
200.8	9.21	0.811	0.959	4.8	6.52
198.2	4.65	0.813	0.889	4.6	6.55
199.9	18.37	0.6	0.897	4.85	7.12
201.2	9.11	0.6	0.746	4.9	6.39
200.1	4.56	0.607	0.681	4.75	5.99
200.5	27.72	0.402	0.848	4.75	7.31
199.5	18.37	0.409	0.706	4.75	6
200.2	9.23	0.406	0.555	4.9	4.55
200.9	4.63	0.404	0.478	4.9	3.97
201.3	36.74	0.2	0.789	4.9	6.73
200.3	27.62	0.2	0.645	4.65	5.43
201.4	18.28	0.201	0.494	4.95	3.79
198.7	9.13	0.202	0.350	4.9	2.27
198.3	4.57	0.205	0.279	4.9	1.69
299.4	2.82	0.198	0.228	4.8	3.5
301.2	4.57	0.198	0.247	4.75	3.84
299.9	9.22	0.2	0.299	4.8	4.59
299.7	18.26	0.198	0.395	4.75	6.39
299.6	27.60	0.199	0.495	4.4	8.81
298.9	36.81	0.208	0.606	4.5	10.97
299.3	9.16	0.798	0.897	4.5	13.2
298.9	4.63	0.804	0.854	4.5	12.94
301.3	27.57	0.598	0.893	4.55	14.32
298.9	18.45	0.597	0.795	4.45	13.88
299.4	9.20	0.601	0.700	4.6	12.97
300.8	4.57	0.602	0.651	4.45	12.6
299.1	4.65	0.408	0.458	4.75	8.94
300.9	36.55	0.195	0.587	4.55	10.37
299.5	27.59	0.203	0.500	4.8	8.45
298.2	18.42	0.2	0.399	4.85	6.45
298.7	9.23	0.198	0.298	5	4.47
301.9	4.56	0.201	0.250	4.75	3.87
301.4	9.25	0.8	0.906	19.7	8.8
301.2	13.66	0.6	0.756	19.7	8.49
298.9	9.24	0.6	0.707	19.75	7.95
301.4	13.68	0.4	0.557	19.75	5.87
301.3	9.21	0.4	0.505	20.15	5.23
298	13.76	0.2	0.359	19.8	3.06
300.6	9.21	0.2	0.306	19.85	2.57
301.2	18.28	0.195	0.382	-7.7	9.8
303.4	27.03	0.197	0.474	-5.45	11.73
307.2	9.56	0.197	0.292	-9.8	8.44
307.4	5.11	0.201	0.252	-11.25	7.96
309.2	3.27	0.201	0.233	-12.1	7.78
500.7	27.55	0.397	0.575	5.05	24.78
499.5	18.57	0.402	0.522	4.1	23.43
497.8	9.17	0.409	0.468	3.85	21.59
501.1	36.89	0.207	0.444	3.65	19.96
500.1	26.84	0.206	0.379	4.2	16.64
499.3	18.37	0.205	0.323	4.05	14.32
501.8	9.27	0.209	0.269	4.55	12.08

Tabela AVIII.7 - Dados experimentais obtidos com o refrigerante R-22 num tubo reto com "d=7.75 mm" e "L=1.27 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de " Δp ".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	" Δp " total (kPa)
198.2	9.19	0.797	0.941	4.85	4.46
201.6	4.65	0.797	0.869	4.73	4.61
200	18.39	0.602	0.888	4.95	4.89
200.8	9.17	0.599	0.741	4.73	4.36
199.6	4.60	0.606	0.678	5.1	3.95
202.1	27.48	0.404	0.827	4.65	4.88
200	18.44	0.404	0.691	4.9	3.92
201.3	9.15	0.397	0.538	5.2	2.8
200.7	4.63	0.404	0.476	5	2.45
200.9	36.72	0.197	0.766	5	4.3
200.7	27.42	0.202	0.627	5.1	3.36
200.2	18.32	0.204	0.489	4.75	2.4
199	9.06	0.204	0.346	5.05	1.49
202.1	4.57	0.201	0.271	5	1.18
299	9.16	0.804	0.899	4.7	9.76
303.1	9.18	0.596	0.690	4.6	9.2
300.5	4.63	0.809	0.857	4.7	9.69
302.1	27.82	0.595	0.882	4.7	10.64
298.1	18.47	0.607	0.800	4.55	9.83
298.2	4.64	0.609	0.657	4.65	8.67
299.8	4.68	0.394	0.443	4.85	5.77
298.2	9.21	0.401	0.497	4.8	6.4
300.3	18.30	0.399	0.589	4.75	7.48
298.3	27.54	0.394	0.681	4.7	8.56
299.2	27.71	0.198	0.486	4.85	5.51
301.5	36.76	0.192	0.571	4.75	6.79
300.2	18.27	0.201	0.390	5	4.09
299.6	9.25	0.204	0.300	4.85	3
299.6	4.56	0.205	0.252	4.95	2.46
300	9.24	0.804	0.904	14.55	7.3
298.9	4.71	0.802	0.853	14.7	7.31
298.5	27.52	0.603	0.903	14.85	7.92
301.5	18.41	0.606	0.804	14.7	7.43
301.7	9.21	0.603	0.702	14.65	6.66
301.8	4.54	0.603	0.652	14.7	6.24
300.5	27.61	0.404	0.702	14.65	6.45
297.6	18.26	0.395	0.594	15	5.21
300.2	9.16	0.405	0.504	14.8	4.47
300.3	4.56	0.399	0.448	14.85	3.88
299	27.77	0.202	0.504	15.15	3.84
300.2	18.41	0.205	0.404	15	2.98
299.4	9.24	0.2	0.300	15.2	2.1
300.5	4.58	0.202	0.251	14.9	1.74
497.1	27.59	0.601	0.773	4.4	22.55
503.8	18.31	0.596	0.709	4.4	22.11
502.7	9.15	0.606	0.662	4.25	20.64
498.1	27.56	0.399	0.571	4.25	18.1
504.3	18.24	0.404	0.516	4.35	17.23
502.9	9.25	0.402	0.459	4.75	15.18
498.6	36.85	0.204	0.434	4.75	12.68
500.7	27.42	0.199	0.369	4.75	10.72
498.6	18.32	0.207	0.321	4.8	9.45
502.2	9.17	0.204	0.261	4.65	7.92

Tabela AVIII.8 - Dados experimentais obtidos com refrigerante R-32/125 num tubo reto com "d=7.75 mm" e "L=1.27 m" (rugosidade absoluta estimada = 0.03276 mm), para avaliação de correlações para o cálculo de "Δp".

Fluxo Massa (kg/m ² .s)	Fluxo Calor (kW/m ²)	Título na Entrada	Título na Saída	Temperatura Média (°C)	"Δp" total (kPa)
199.4	4.66	0.899	0.963	5.05	3.01
200.3	18.18	0.701	0.948	4.9	3.64
199.5	9.09	0.716	0.840	5	3.38
199.4	4.53	0.708	0.770	5.05	3.14
200.1	27.63	0.413	0.788	4.95	3.37
200.8	18.21	0.416	0.662	5	2.71
199.4	9.18	0.424	0.549	5	2.03
199.6	4.64	0.431	0.494	5	1.75
197.7	36.86	0.316	0.823	5.05	3.5
200.3	27.28	0.311	0.681	4.95	2.86
201	18.55	0.318	0.569	5.2	2.19
200	9.11	0.323	0.447	4.95	1.55
198.2	4.56	0.323	0.386	4.75	1.22
199.6	9.26	0.402	0.535	14.8	1.32
201.1	18.39	0.392	0.654	14.85	1.79
198.4	9.26	0.605	0.739	15.1	2.01
200.8	18.49	0.599	0.863	15	2.51
201.9	18.54	0.201	0.464	14.9	1.26
300.8	4.54	0.907	0.948	4.8	6.07
303	36.41	0.514	0.839	4.45	8.05
302.1	27.51	0.522	0.769	4.85	7.26
297.7	18.53	0.528	0.697	4.7	6.39
300.5	9.07	0.53	0.612	4.9	5.62
297.3	4.61	0.535	0.577	4.9	5.12
301.8	27.56	0.733	0.981	5.05	7.44
300.5	18.41	0.731	0.897	4.95	7.62
300.6	9.17	0.724	0.807	4.95	7.08
301	9.32	0.893	0.977	5	6.11
300	36.89	0.314	0.648	5	5.88
299.8	27.46	0.317	0.566	5	5
300	18.39	0.323	0.490	5	4.18
302.6	9.29	0.319	0.402	4.65	3.36
301.8	4.55	0.321	0.362	4.95	2.86
299.6	4.63	0.114	0.156	5	1.11
302.7	4.65	0.59	0.634	14.75	3.97
299.7	9.81	0.596	0.690	15	4.16
300.4	18.26	0.592	0.766	15.05	4.77
297.9	28.53	0.6	0.874	14.95	5.45
299.4	4.64	0.799	0.843	14.9	5.09
300.3	9.44	0.799	0.889	14.85	5.16
301.6	27.94	0.392	0.657	15.05	4.18
302.3	18.52	0.4	0.575	15.05	3.55
298.5	9.44	0.412	0.503	14.95	2.92
298.9	4.89	0.405	0.452	15.05	2.53
301.8	27.49	0.2	0.461	14.95	2.63
298.5	18.53	0.209	0.387	15	2.04
300.2	9.15	0.198	0.285	15	1.49
301.2	4.61	0.203	0.247	15	1.26
497.2	27.62	0.593	0.744	4.7	16.7
498.8	18.33	0.599	0.699	4.6	15.5
501.7	9.10	0.6	0.649	4.7	14.67
501.6	27.58	0.403	0.552	4.85	12.17
498.4	18.38	0.395	0.495	4.7	10.9
500.3	9.21	0.401	0.451	4.7	9.82
501.1	36.83	0.202	0.402	4.85	8.04
500.4	27.52	0.196	0.345	4.85	6.91
502.6	18.19	0.194	0.292	5	5.74
498	9.21	0.203	0.253	4.9	4.74

APÊNDICE IX - Discussão Teórica Sobre os Valores Limites para o Número de Froude na Correlação para a Perda de Pressão por Atrito

Este apêndice apresenta uma discussão teórica elucidativa sobre a constatação experimental através de observação visual, que para números de Froude " Fr_{Lo} " menores que 0,07 os regimes de escoamento são predominantemente estratificado-ondulados e para números de Froude " Fr_{Lo} " maiores que 0,7 são predominantemente anulares, quando da realização dos diversos testes no circuito de evaporação, tanto adiabáticos quanto aqueles com adição de calor.

A correlação semi-empírica final obtida da regressão pode ser expressa através da seguinte equação:

$$\phi_{Lo}^2 = \left(1,376 + c_1 X_u^{-c_2}\right) |1-x|^{1,75} \quad (43)$$

onde temos que para:

$$Fr_{Lo} < 0,07 \quad \Rightarrow \quad c_1 = 4,548 \quad \text{e} \quad c_2 = 1,761 \quad (43a)$$

para:

$$0,07 \leq Fr_{Lo} \leq 0,7$$

$$\begin{aligned} c_1 &= 4,172 + 5,480 Fr_{Lo} - 1,564 Fr_{Lo}^2 \\ c_2 &= 1,773 - 0,169 Fr_{Lo} \end{aligned} \quad (43b)$$

e finalmente, para:

$$Fr_{Lo} > 0,7 \quad \Rightarrow \quad c_1 = 7,242 \quad \text{e} \quad c_2 = 1,655 \quad (43c)$$

Uma vez que para números de Froude maiores 0,7 ou menores que 0,07, o regime de escoamento é praticamente invariável, e como a dependência com o número de Froude " Fr_{Lo} " da perda de pressão por atrito está intrinsecamente associada a tensão de cisalhamento entre o fluido e a parede do tubo, e conseqüentemente, à diferentes regimes de escoamento, então a dependência dos coeficientes " c_1 " e " c_2 " com o número de Froude " Fr_{Lo} " na equação "43a" ou "43c" é desconsiderada.

Para o refrigerante R-134a escoando num tubo de diâmetro de 10,92 mm, o número de Froude " Fr_{Lo} " limite igual a 0,07 significa um fluxo de massa de aproximadamente 110 kg/m².s, e da mesma forma para o número de Froude " Fr_{Lo} " limite igual a 0,7 significa um fluxo de massa de aproximadamente 350 kg/m².s.

O número de Froude pode ser representado pela seguinte equação:

$$Fr_{Lo} = \frac{G^2 / \rho_l}{\rho_l g d} \quad (\text{forças de inércia/forças de gravidade}) \quad (36)$$

Se imaginarmos que todo o fluido esteja escoando na fase líquida com densidade " ρ_l " e em um tubo de diâmetro " d ", então " $\rho_l g d$ " é o "peso" de coluna de líquido dentro deste tubo. Para o número de Froude " Fr_{Lo} " igual a 0,07, pode-se imaginar através da equação 36 que para um fluxo de massa " G " constante, a força de inércia que o fluido possui pode começar a sobrepor ou anularizar um "peso" de coluna de líquido a

partir " $0,07 \cdot \rho_l g d$ ". Para uma altura de coluna de líquido " $d_{0,07}$ " igual a " $0,07 \cdot d$ ", podemos aproximar a fração de vazios " α " no escoamento através de:

$$\alpha = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 - \frac{\pi}{4} d_{0,07}^2}{\frac{\pi}{4} d^2} \quad (78)$$

ou também,

$$\alpha = 1 - \left(\frac{d_{0,07}}{d} \right)^2 = 1 - (0,07)^2 = 99,51\% \quad (79)$$

Utilizando a equação de Zivi (1964) dada por:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left[1 - \frac{x}{\alpha} \right] \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,67}} \quad (29)$$

teremos que o título mássico pode ser expresso por:

$$x = \frac{1}{1 + \left[1 - \frac{\alpha}{x} \right] \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,67}} \quad (80)$$

Assim, assumindo escoamento de R-134a ou R-12 teremos que para " α " igual a 99,51 %, um valor do título mássico " x " igual a aproximadamente 92,0 %. Isto quer dizer que para $Fr_{Lo}=0,07$, somente a partir de um título de 92,0 % é que as forças de inércia poderiam começar a produzir um regime de escoamento anularizado. Consequentemente, pode-se concluir desta análise, que para números de Froude " Fr_{Lo} " menores que 0,07 os regimes de escoamento são predominantemente estratificado-ondulados.

Da mesma forma anterior, para o número de Froude " Fr_{Lo} " igual a 0,7, pode-se imaginar que para um fluxo de massa " G " constante, a força de inércia que o fluido possui não consegue sobrepor ou anularizar um "peso" de coluna de líquido acima de " $0,7 \cdot \rho_l g d$ ". Portanto, para uma altura de coluna de líquido " $d_{0,7}$ " igual a " $0,7 \cdot d$ " teremos através da equação 78 que:

$$\alpha = 1 - \left(\frac{d_{0,7}}{d} \right)^2 = 1 - (0,7)^2 = 51,0\% \quad (81)$$

Assim, assumindo escoamento de R-134a ou R-12 teremos que para " α " igual a 51,0 %, um valor do título mássico " x " igual a aproximadamente 6,0 %. Isto quer dizer que para $Fr_{Lo}=0,7$ e a partir de um título mássico de 6,0 %, as forças de inércia já poderiam a começar a produzir um regime de escoamento ondulado-anularizado. Consequentemente, pode-se concluir desta análise, que para números de Froude " Fr_{Lo} " maiores que 0,7 os regimes de escoamento são predominantemente anulares.

APÊNDICE X - Estimativa das Incertezas nos Cálculos de Perda de Pressão Através dos Dados Experimentais Obtidos

Este Apêndice apresenta estudos utilizando o método da Raiz da Soma dos Quadrados "RSS" [Moffat (1988)] para obtenção das incertezas nos cálculos da perda de pressão por atrito e devido à forma numa meia curva (i.e. devido a variação do momentum angular), bem como na determinação do funcional da razão da perda de pressão com e sem óleo, obtidos através dos dados experimentais.

De acordo com Moffat, a incerteza atribuída a uma medida experimental é uma estimativa do possível erro residual naquela medida, após todas correções propostas terem sido efetuadas. Considere então, uma variável " Y_i " com uma incerteza conhecida de " δY_i ". A forma de representar esta variável e sua incerteza é a seguinte:

$$Y_i = Y_i(\text{medido}) \pm \delta Y_i \quad (82)$$

onde " $Y_i(\text{medido})$ " representa a observação em um experimento de uma única amostragem ou a média de um conjunto de " n " observações em um experimento de múltiplas amostragens. Assim, isto pode ser interpretado da seguinte maneira:

- A melhor estimativa de Y_i é $Y_i(\text{medido})$;
- Há uma incerteza em Y_i que pode ser tão grande quanto δY_i ;
- A probabilidade é de 20 para 1 contra a incerteza de Y_i ser maior que δY_i .

O resultado "R" do experimento é assumido ser calculado de um conjunto de medidas representado por:

$$R = R(Y_1, Y_2, \dots, Y_n) \quad (83)$$

O objetivo então, é expressar a incerteza no resultado calculado nas mesmas probabilidades que foram utilizadas quando da estimativa das incertezas nas medições experimentais. O método da Raiz da Soma dos Quadrados "RSS" pode então estimar com boa precisão, a incerteza no resultado do experimento através da combinação da raiz da soma dos quadrados dos efeitos de cada um dos resultados individuais das variáveis preservando as mesmas probabilidades. O efeito da incerteza numa única medida no resultado calculado do experimento, se somente uma medida fosse considerada na análise de erros, seria:

$$\delta R_i = \frac{\delta R}{\delta Y_i} \delta Y_i \quad (84)$$

ou seja, a derivada de "R" com respeito a " Y_i " é o coeficiente de sensibilidade do resultado do experimento "R" com respeito àquele da medida " Y_i ". Quando são utilizadas várias variáveis independentes na função "R", os termos individuais são combinados pela raiz da soma dos quadrados (RSS), e a incerteza no resultado "R" do experimento pode ser expressa matematicamente por:

$$\delta R = \left(\sum_{i=1}^n \left| \frac{\delta R}{\delta Y_i} \delta Y_i \right|^2 \right)^{1/2} \quad (85)$$

que é a equação básica da análise de incertezas. Para o caso particular onde o resultado "R" pode ser expresso como um produto dos termos individuais "Y_i" através de:

$$R = Y_1^a Y_2^b \dots Y_m^m \quad (86)$$

a incerteza relativa "δR/R" pode então ser expressa através de:

$$\frac{\delta R}{R} = \left\langle \left| a \frac{\delta Y_1}{Y_1} \right|^2 + \left| b \frac{\delta Y_2}{Y_2} \right|^2 + \dots + \left| m \frac{\delta Y_m}{Y_m} \right|^2 \right\rangle^{1/2} \quad (87)$$

Assim, para o cálculo da perda de pressão por atrito para refrigerantes puros através das equações 23, 26 e 43:

$$\phi_{Lo}^2 = \frac{[\Delta p / \Delta z]_a}{[\Delta p / \Delta z]_{Lo}} \quad (23)$$

$$\Delta p_{Lo} = \frac{2 f_{Lo} G^2 L}{\rho_1 d} \quad (26)$$

$$\phi_{Lo}^2 = \left\langle 1,376 + c_1 X_a^{-2} \right\rangle |1-x|^{1,75} \quad (43)$$

a incerteza relativa associada ao cálculo da perda de pressão por atrito será estimada através da precisão nas medidas do título mássico "x", do fluxo de massa "G", do comprimento "L", do diâmetro "d" e finalmente da medida experimental da perda de pressão "Δp_{exp}", aproximadamente através de:

$$\frac{\delta \Delta p_a}{\Delta p_a} = \left\langle \left| 2 \frac{\delta x}{x} \right|^2 + \left| 2 \frac{\delta G}{G} \right|^2 + \left| \frac{\delta L}{L} \right|^2 + \left| \frac{\delta d}{d} \right|^2 + \left| \frac{\delta \Delta p_{exp}}{\Delta p_{exp}} \right|^2 \right\rangle^{1/2} \quad (88)$$

ou respectivamente, através de:

$$\frac{\delta \Delta p_a}{\Delta p_a} = \left\langle |2 * 0,5\%|^2 + |2 * 0,7\%|^2 + |0,1\%|^2 + |0,1\%|^2 + |0,7\%|^2 \right\rangle^{1/2} \quad (89)$$

e então, a incerteza relativa "δΔp_a/Δp_a" será igual a ± 1,86 %. Uma vez que o fundo de escala do transdutor diferencial de pressão é de 34,5 kPa, a incerteza estimada no cálculo da perda de pressão por atrito para refrigerantes puros através das equações 23, 26 e 43 será dada por ± 0,64 kPa.

Da mesma forma, para o cálculo da perda de pressão por atrito para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes através das equações 23, 26 e 47:

$$\phi_{Lo}^2 = 1 + \left\langle \Gamma^2 - 1 \right\rangle x^{1,75} \left\langle 1 + 0,9524 \Gamma X_a^{0,4126} \right\rangle \quad (47)$$

a incerteza relativa associada ao cálculo da perda de pressão por atrito também será estimada através da precisão nas medidas do título mássico "x", do fluxo de massa "G", do comprimento "L", do diâmetro "d" e finalmente da medida experimental da perda de pressão "Δp_{exp}", aproximadamente através da equação 88. Como para este caso foi utilizado um medidor de vazão ("Micro Motion") um pouco mais preciso que o anterior (tipo pistão radial de deslocamento positivo), então:

$$\frac{\delta\Delta p_a}{\Delta p_a} = \left(|2 * 0,5\%|^2 + |2 * 0,5\%|^2 + |0,1\%|^2 + |0,1\%|^2 + |0,7\%|^2 \right)^{1/2} \quad (90)$$

e portanto, a incerteza relativa " $\delta\Delta p_a/\Delta p_a$ " será igual a $\pm 1,58\%$. Uma vez que o fundo de escala do transdutor diferencial de pressão é de 34,5 kPa, a incerteza estimada no cálculo da perda de pressão por atrito para refrigerantes puros e misturas de refrigerantes através das equações 23, 26 e 47 será dada por $\pm 0,55$ kPa.

Para o cálculo da perda de pressão devido à forma (i.e. variação da quantidade de movimento angular) através das equações 48 e 49:

$$\varepsilon_c = \delta \left(\frac{200914,0}{Re_{Lo}^{1,391}} + \frac{1,416 \cdot 10^{-4} De_1}{X_{ff}^{0,7}} \right) \quad (48)$$

$$\Delta p_c = \frac{\varepsilon_c G^2}{\rho_m} = \varepsilon_c \left(\frac{(1-x)}{\rho_l} + \frac{x}{\rho_v} \right) G^2 \quad (49)$$

a incerteza relativa associada ao cálculo da perda de pressão devido à forma será estimada através da precisão nas medidas do título mássico "x", do fluxo de massa "G" e das duas medidas experimentais para determinar a perda de pressão " Δp_{exp} " no trecho reto e no trecho curvo das seções de testes utilizadas, aproximadamente através de:

$$\frac{\delta\Delta p_c}{\Delta p_c} = \left(\left| \frac{\delta x}{x} \right|^2 + \left| 2 \frac{\delta G}{G} \right|^2 + \left| \frac{\delta\Delta p_{reto}}{\Delta p_{reto}} \right|^2 + \left| \frac{\delta\Delta p_{curvo}}{\Delta p_{curvo}} \right|^2 \right)^{1/2} \quad (91)$$

ou respectivamente, através de:

$$\frac{\delta\Delta p_c}{\Delta p_c} = \left(|0,5\%|^2 + |2 * 0,5\%|^2 + |0,7\%|^2 + |0,7\%|^2 \right)^{1/2} \quad (92)$$

e portanto, a incerteza relativa " $\delta\Delta p_c/\Delta p_c$ " será igual a $\pm 1,49\%$. Uma vez que o fundo de escala do transdutor diferencial de pressão é de 34,5 kPa, a incerteza estimada no cálculo da perda de pressão devido à forma em meias curvas através das equações 48 e 49 será dada por $\pm 0,52$ kPa.

Finalmente, para a incerteza associada com o cálculo da dependência funcional da razão da perda de pressão com e sem óleo através da equação 50:

$$\Delta p_o = \Delta p_{rp} [1 + \ln(1 + 10,2 * \omega)] \quad (50)$$

a incerteza relativa associada ao cálculo da perda de pressão de uma mistura refrigerante-óleo será estimada através da incerteza no sistema de adição e medida da concentração em massa de óleo " ω " e das duas medidas experimentais para determinar a perda de pressão da mistura refrigerante-óleo " Δp_o " e aquela para o refrigerante puro (i.e. $\omega = 0,0$) " Δp_{rp} ", aproximadamente através de:

$$\frac{\delta\Delta p_o}{\Delta p_o} = \left(\left| \frac{\delta\omega}{\omega} \right|^2 + \left| \frac{\delta\Delta p_o}{\Delta p_o} \right|^2 + \left| \frac{\delta\Delta p_{rp}}{\Delta p_{rp}} \right|^2 \right)^{1/2} \quad (93)$$

ou respectivamente, através de:

$$\frac{\delta\Delta p_o}{\Delta p_o} = \left(|0,5\%|^2 + |0,7\%|^2 + |0,7\%|^2 \right)^{1/2} \quad (94)$$

e portanto, a incerteza relativa " $\delta\Delta p_o/\Delta p_o$ " será igual a $\pm 1,11\%$. Uma vez que o fundo de escala do transdutor diferencial de pressão é de 34,5 kPa, a incerteza estimada no cálculo da perda de pressão total (atrito e aceleração) para misturas refrigerante-óleo através da equação 50 será dada por $\pm 0,38$ kPa.

Tabela AX.1 - Incertezas nos cálculos da perda de pressão por atrito (equações 43 e 47) e devido à forma (equação 48), bem como do funcional da razão da perda de pressão com e sem óleo (equação 50).

Equação	43	47	48	50
Incerteza	$\pm 0,64$ kPa	$\pm 0,55$ kPa	$\pm 0,52$ kPa	$\pm 0,38$ kPa