UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

Jaqueline Diniz da Silva

**Estudo teórico-experimental da perda de pressão
durante a ebulição convectiva de refrigerantes
halogenados no interior de microcanais circulares**

São Carlos

2012

Jaqueline Diniz da Silva

Estudo teórico-experimental da perda de pressão durante a ebulição convectiva de refrigerantes halogenados no interior de microcanais circulares.

Dissertação apresentada a Escola de Engenharia de São Carlos para obtenção do título de mestre em engenharia mecânica.

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Gherhardt Ribatski

São Carlos
2012

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA. A VERSÃO
ORIGINAL ENCONTRA-SE
DISPONÍVEL JUNTO AO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
MECÂNICA DA EESC-USP.

**AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTES TRABALHOS,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.**

586 Diniz da Silva, Jaqueline
 . / Jaqueline Diniz da Silva; orientador Gherhardt
 Ribatski. São Carlos, 2012.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em
Técnica e Fluidos -- Escola de Engenharia de São Carlos
da Universidade de São Paulo, 2012.

1. Perda de Pressão. 2. Escoamento Bifásico. 3.
Canais de micro-escala. 4. Métodos de previsão da perda
de pressão por atrito. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidata: Engenheira **JAQUELINE DINIZ DA SILVA**.

Título da dissertação: "Estudo teórico-experimental da perda de pressão durante a ebulição convectiva de refrigerantes halogenados no interior de microcanais circulares".

Data da defesa: 27/09/2012

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Dr. **Gherhardt Ribatski (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

APROVADO

Prof. Dr. **Timothy Allen Shedd**
(University of Wisconsin-Madison)

APROVADO

Dr. **Marcelo da Silva Rocha**
(Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares/IPEN)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Marcelo Areias Trindade**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Titular **Denis Vinicius Coury**

AGRADECIMENTOS

Ao prof. Gherhardt Ribatski pela oportunidade a mim concedida, competência na orientação, paciência, dedicação no desenvolvimento deste trabalho, e pela amizade.

Ao amigo e técnico do laboratório José Roberto Bogni, pela montagem do aparato experimental, dedicação e confraternizações do grupo LeTef por ele promovidas.

À CAPES pelo fomento da bolsa de estudos.

Aos meus pais e irmãos pelo apoio, amor, carinho, amizade e compreensão pelos momentos de ausência durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Fábio Toshio Kanizawa pelo carinho, apoio, compreensão e paciência.

Aos colegas e amigos do Laboratório de Refrigeração Anderson, Cristian, Cristiano, Daniel, Franciane, Francismara, Gustavo, Francisco Nascimento, Francisco Levin, Hugo, Jéssica, Mogaji e Vanessa.

Aos colegas e amigos do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos Daniela, Evelise, Fernando Guimarães, Hugo, Iara, Jonas, Luis Henrique, Márcia, Ricardo Sávider.

Aos prof. Oscar Maurício Hernandez Rodriguez e Antônio Moreira dos Santos pelos ensinamentos e competência nas disciplinas ministradas.

Ao prof. Renato Goulart Jasinevicius pela atenção e disponibilidade do equipamento para medição da rugosidade da superfície interna do tubo.

Aos demais professores e técnicos do núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos.

Aos meus amigos de Caxambu pelo carinho, amizade, companheirismo e momentos de alegria e descontração.

Aos meus amigos de graduação pelo companheirismo.

Às minhas amigas e companheiras da república de Lavras.

Jaqueline Diniz da Silva

RESUMO

Da SILVA, Jaqueline Diniz. **Estudo teórico-experimental da perda de pressão durante a ebulição convectiva de refrigerantes halogenados no interior de microcanais circulares**. 2012. 173 páginas. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

A presente dissertação trata de um estudo teórico-experimental sobre a perda de pressão em canais de diâmetro reduzido durante escoamento bifásico de refrigerantes halogenados. Trocadores de calor baseados na ebulição convectiva, em condições de micro-escala são amplamente estudados devido à intensificação da troca de calor proporcionada e a possibilidade de compactação de sistemas de resfriamento. Proporcionam também a redução do inventário de refrigerante e do material utilizado no processo de fabricação do trocador. Porém, o incremento da transferência de calor é acompanhada pelo aumento da perda de pressão, parâmetro também fundamental para o desempenho do sistema. Para o projeto satisfatório e otimizado destes dispositivos são necessários métodos de previsão de transferência de calor e perda de pressão. Entretanto, no caso de canais de diâmetro reduzido, tais ferramentas não encontram-se disponíveis e trocadores de calor baseados em escoamentos bifásicos no interior de canais de diâmetro reduzido vêm sendo desenvolvidos heurísticamente. Desta forma, inicialmente neste estudo, realizou-se uma revisão crítica da literatura envolvendo critérios de transição entre padrões de escoamento, fração de vazão superficial, perda de pressão no interior de canais com diâmetro reduzido durante escoamento bifásico e os principais métodos de estimativa da perda de pressão para macro e micro-escala. Resultados experimentais para perda de pressão levantados neste estudo em condições adiabáticas para os fluidos R245fa e R134a e tubo com 1,1 mm de diâmetro interno foram descritos e comparados aos métodos preditivos encontrados na literatura. Finalmente um novo método da previsão da perda de pressão foi proposto baseado na correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986), ajustando os valores do coeficiente e do expoente com base nos resultados experimentais levantados.

Palavras-chave: Perda de Pressão. Escoamento Bifásico. Canais de micro-escala. métodos de previsão da perda de pressão por atrito.

ABSTRACT

Da Silva, Jaqueline Diniz. **Experimental and theoretical study on pressure drop in microchannels during convective boiling of halogen refrigerants**. 2012. 173 pages. Thesis (Master) - Escola de Engenharia de São Carlos, University of São Paulo, São Carlos, 2011.

A theoretical and experimental study on two-phase pressure drop inside micro-scale channels has been developed. Recently, the study of flow boiling in micro-scale channel have received special attention from academia and industry due to several advantages that they offer such as minimization of fluid inventory, high degree of compactness of the heat exchangers, better performance and the capacity of dissipate extremely high heat fluxes. The significant heat transfer coefficient enhancement provided by micro-scale channels comes together with a huge pressure drop penalty that impacts the efficiency of the overall cooling system. So, accurate predictive methods to evaluate the pressure drop are necessary for the appropriate design of the system and for its optimization. In the present study, firstly, a critical review on studies from literature was performed that covers criteria of transition between micro- and macro-scale flow boiling, void fraction, frictional pressure drop on micro-scale channels and the leading frictional pressure drop predictive methods. Experimental pressure drop results were acquired under adiabatic conditions for R245fa and R134a fluids and internal diameter tube of 1.1 mm. Then, the leading pressure drop predictive methods were compared against the present database. Also a new correlation based on Muller-Steinhagen e Heck (1986) method was proposed in this work by adjusting new empirical constants based on the present database together with previous results obtained by Tibiriçá et al. (2011) for a 2.3 mm ID tube.

Keywords: Pressure drop. Two-phase flow. Microchannels. Halogen refrigerants; Frictional pressure drop predictive methods.

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Romanas

A	Área, m ²
C_0	Parâmetro de distribuição de Zuber e Findlay, adimensional
Co	Grau de confinamento de bolha
COP	Coefficiente de performance
D	Diâmetro, m
F	força, N
g	Aceleração da gravidade, m/s ²
G	Velocidade mássica, kg/m ² s;
i	Entalpia, kJ/kg
J	Velocidade superficial, m/s
j	Velocidade superficial local, m/s
k	Condutividade térmica, W/mK
L	Comprimento, m
l	Coordenada de comprimento, m
$\dot{m}$	Vazão mássica, kg/s
Pot	Potência elétrica, W
Q	Vazão volumétrica, m ³ /s

$\dot{Q}$	Taxa de troca de calor, W
R	Referente a raio, m
Ra	valor médio das medidas de rugosidade da superfície, μm
Rt	valor superior entre as medidas de pico a pico da rugosidade da superfície, μm
T	Temperatura, $^{\circ}\text{C}$
V	Velocidade local da fase, m/s
x	Título de vapor, adimensional
z	Cota vertical, m

Letras Gregas

α	Fração de vazio superficial, adimensional
Δp	Diferencial de pressão, Pa
ε	Rugosidade superficial, m
ϕ	Fluxo de calor, W/m^2
ϕ_L^2	Multiplicador bifásico para fase líquido, adimensional
ϕ_{L0}^2	Multiplicador bifásico para mistura como líquido, adimensional
ϕ_V^2	Multiplicador bifásico para fase vapor, adimensional
ϕ_{V0}^2	Multiplicador bifásico para mistura como vapor, adimensional
μ	Viscosidade dinâmica, $\text{kg}/\text{m.s}$
η	Desvio médio absoluto, %
ζ	Percentual de pontos com erro inferior a 30%, adimensional
v	Volume específico, m^3/kg
ρ	Densidade, kg/m^3

σ	Tensão superficial, N/m
τ	Tensão cisalhante, Pa
θ	Ângulo do escoamento, rad

Subíndices

2Φ	Bifásico
<i>acel</i>	Aceleracional, inercial
<i>atrto</i>	Atrito
<i>crit</i>	Crítico
<i>ent</i>	Entrada
<i>grav</i>	Gravitacional
<i>H</i>	Hidráulico
<i>hom</i>	Homogêneo
<i>i</i>	Interno
<i>IA</i>	Transição entre padrão intermitente e anular ou estratificado
<i>if</i>	Interfacial
<i>L</i>	Referente a fase de líquido
<i>LO</i>	Referente a mistura como líquido
<i>mono</i>	Escoamento monofásico
<i>med_sai</i>	Médio de saída
<i>med-ent</i>	Médio de entrada
<i>p</i>	Causada pela pressão estática
<i>P</i>	Parede
<i>PA</i>	Pré-aquecedor

<i>r</i>	Reduzida
<i>sai</i>	Saída
<i>sat</i>	Saturado
<i>sp</i>	Secagem de parede
<i>ST</i>	Seção de testes
<i>T</i>	Total
TP	Termopares
<i>tr</i>	Transição
TS	Causada pela tensão superficial
<i>V</i>	Referente a fase de vapor
<i>V0</i>	Referente a mistura como vapor
<i>lv</i>	Relativo entre as fases vapor e líquido
<i>H₂O</i>	Água

Adimensionais

$$Co = \frac{1}{D_H} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Número de confinamento

$$Eo = \frac{g(\rho_L - \rho_V) D_H^2}{\sigma}$$

Número de Eötvos

$$Eo_M = \frac{g(\rho_L - \rho_V) D_H^2}{\cos(\beta) \sigma}$$

Número de Eötvos modificado

$$Fr = \frac{G^2}{g D \rho_{2\phi}^2}$$

Número de Froude

$$Re = \frac{G d_h}{\mu}$$

Número de Reynolds

$$We = \frac{\rho u^2 d}{\sigma} = \frac{G^2 d}{\rho \sigma}$$

Número de Weber

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0,1}$$

Parâmetro de Martinelli

$$L = \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)} \right)^{1/2}$$

Número de Laplace

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esquema representativo do ciclo de compressão para variação na pressão.	30
Figura 1.2 – Variação do coeficiente de performance em relação a perda de pressão para o fluido refrigerante R134a.....	31
Figura 2.1 - escoamento bifásico vapor-líquido (Kanizawa, 2011).....	36
Figura 2.2 - Comparação entre os diâmetros de transição realizada por Thome e Ribatski (2005).....	39
Figura 2.3 - Esquema de equilíbrio de forças de pressão e de tensão superficial utilizada como critério de condição de estratificação (Tibiriçá, 2011).	41
Figura 2.4 - Ilustração do experimento realizado por Tibiriçá (2011), para verificação da estratificação de água – ar em tubos de diferentes diâmetros.....	42
Figura 2.5 - Comparação entre critérios de transição em ebulição convectiva no interior de tubos, Ribatski (2012).	44
Figura 2.6 – Ilustração esquemática dos padrões de escoamento para canais horizontais convencionais, Collier e Thome (1994).....	46
Figura 2.7 - Esquema dos padrões de escoamento para canais convencionais verticais, Collier e Thome (1994).	48
Figura 2.8 - Progressão dos padrões de escoamento ao longo da seção, durante a ebulição convectiva em escoamento vertical, Collier e Thome (1994)	48
Figura 2.9 - Comparação entre o método de previsão de padrão de escoamento proposto por Felcar <i>et al.</i> (2007) e mapas de escoamento propostos por Damianides e Westwater (1988), Felcar <i>et al.</i> (2007).	51
Figura 2.10 - Comparação entre o método proposto por Felcar <i>et al.</i> (2007) [linhas] e os dados experimentais de Coleman e Garimella (1999) [símbolos].....	51
Figura 2.11 - Comparação entre o método proposto por Felcar <i>et al.</i> (2007) [linhas] e os dados experimentais por Yang e Shieh (2001) [símbolos].	52

Figura 2.12 - Comparação entre os limites de transição para R134a, $D = 0,5$ mm, $T_{sat}=30$ °C (Revellin e Thome, 2007) e os limites de transição para escoamento água-ar, $D = 1,097$ mm (Tripplet <i>et al.</i> , 1999).	53
Figura 2.13 – Comparação entre critérios de transição entre macro e micro-escala propostos por distintos autores apresentado por Ong e Thome (2011).	54
Figura 2.14 – Comparação entre os resultados obtidos por Sempértegui Tapia (2011) (símbolos) através de visualizações realizadas por uma câmera de alta velocidade e o método proposto por Ong e Thome (2009) linhas. (Sempértegui Tapia, 2011).	56
Figura 2.15 – Ilustração esquemática da variação de J_L e J_V em relação a fração de vazio, α , (Wallis, 1969).	59
Figura 2.16 - Velocidade das bolhas alongadas como função da velocidade superficial da mistura, Arcanjo et al. (2010).	63
Figura 2.17 - Comparação entre métodos para estimativa de fração de vazio em função da variação do título de vapor para R245fa, $T_{sat} = 31^\circ\text{C}$, $D = 2,32$ mm e $G = 300$ kg/m ² s.	64
Figura 3.1 - Comparação entre os fatores de atrito calculados pelas correlações de Churchill e de Blasius e resultados experimentais, Lin <i>et al.</i> (1991).	85
Figura 3.2 – Comparação entre resultados experimentais da literatura e a previsão da perda de pressão por atrito estimada pelo modelo homogêneo com viscosidade dinâmica dada por Cicchitti (1960) realizada por Felcar e Ribatski (2008).	87
Figura 4.1 – Bancada experimental utilizada para os ensaios de perda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos.	93
Figura 4.2 – Esquema do circuito principal da bancada experimental.	94
Figura 4.3 – Diagrama p-v do circuito de testes para R245fa.	96
Figura 4.4 - Circuito auxiliar da bancada experimental.	97
Figura 4.5 – Ilustração esquemática das seções de pré-aquecimento, testes e visualização.	100
Figura 4.6 – Registro fotográfico das seções de pré-aquecimento, testes e visualização.	101
Figura 4.7 - Amostra utilizada para a medição da rugosidade da superfície interna do tubo.	101
Figura 4.8 - Relevo da superfície interna do tubo.	102
Figura 4.9 – Seção de visualização do escoamento.	103

Figura 4.10 – Posicionamento da câmera de alta velocidade junto a seção de visualização.....	103
Figura 4.11 – Programa esquemáticos do sistema de aquisição.....	105
Figura 4.12 – Interface entre o operador e o sistema de aquisição.....	106
Figura 4.13 – Avaliação da troca de calor com o ambiente exterior para o fluido R245fa e $T_{ent}= 31^{\circ}\text{C}$	113
Figura 4.14 – Comparação entre a perda de pressão experimental e as estimativas da perda de pressão por atrito através de Blasius apud White (1998) e Churchill (1977).....	114
Figura 4.15 – Comparação entre a perdas pressão ao longo do pré-aquecedor e seção de testes estimadas e medidas a partir do transdutor diferencial de pressão	116
Figura 4.16 – Análise de incertezas das medidas de perda de pressão a partir dos termopares.....	118
Figura 5.1 – Ilustração do efeito do diâmetro do tubo na perda de pressão por atrito para o R245fa.....	120
Figura 5.2 - Ilustração do efeito do diâmetro do tubo na perda de pressão por atrito para o R134a.....	121
Figura 5.3 - Comparação dos resultados experimentais para perda de pressão por atrito entre distintas velocidades mássicas utilizando R134a, $T_{sat}= 31^{\circ}\text{C}$	122
Figura 5.4 - Comparação dos resultados de perda de pressão por atrito entre os fluidos R245fa e R134a para tubo de 1,1 mm de diâmetro.	123
Figura 5.5 – Ilustração do efeito da temperatura de saturação na perda de pressão por atrito para um tubo com diâmetro de 1,1 mm.....	124
Figura 5.6 – Ilustração do efeito do título de vapor no gradiente de pressão por atrito para o fluido R245fa e $T_{sat}=41^{\circ}\text{C}$	126
Figura 5.7 - Imagens do escoamento obtidas com câmera de alta velocidade.	127
Figura 5.8 – Comparação entre os resultados experimentais para todo banco de dados levantado no presente estudo e o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica proposta por Cicchitti <i>et al.</i> (1960).....	129
Figura 5.9 - Comparação entre os resultados experimentais para o refrigerante R134a, $T_{sat}=31^{\circ}\text{C}$ e o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica proposta por Cicchitti <i>et al.</i> (1960).....	130

Figura 5.10 - Comparação entre os resultados experimentais para todo banco de dados levantado no presente estudo e o método de previsão proposto por Müller-Steinhagen e Heck (1986).....	130
Figura 5.11 - Comparação entre os resultados experimentais para os dados levantados para R245fa e o método de previsão proposto por Cioncolini <i>et al.</i> (2009).....	131
Figura 5.12 - Comparação entre métodos preditivos e os resultados experimentais para perda de pressão por atrito para o R245fa, $T_{\text{sat}} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $D=1,1\text{ mm}$, $G = 500\text{ kg/m}^2\text{s}$	132
Figura 5.13 - Comparação entre métodos preditivos o os resultados experimentais para perda de pressão por atrito para R134a, $T_{\text{sat}} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $D=1,1\text{ mm}$, $G =500\text{ kg/m}^2\text{s}$	132
Figura 5.14 - Comparação entre os gradientes de perda de pressão por atrito estimados através da correlação proposta e os resultados experimentais para o banco de dados completo, com tubos com diâmetros internos de 1,1 mm e 2,3 mm.	135
Figura 5.15 - Comparação entre os gradientes de perda de pressão por atrito estimados através da correlação proposta e os resultados experimentais para R134a e R245fa com $D= 1,1\text{ mm}$	136
Figura 5.16 - Comparação entre os gradientes de perda de pressão por atrito estimados através da correlação proposta e os resultados experimentais para R134a e $D = 1,1\text{ mm}$	136
Figura 5.17 - Comparação entre os resultados experimentais dos gradientes de pressão e estimados através do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e oMüller-Steinhagen e Heck (1986) modificado para R134a, $G = 900\text{ kg/m}^2\text{s}$ e $T_{\text{sat}} =41^{\circ}\text{ C}$	137
Figura 5.18 - Comparação entre os resultados experimentais dos gradientes de pressão e estimados através do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e oMüller-Steinhagen e Heck (1986) modificado para R134a, $G = 500\text{ kg/m}^2\text{s}$ e $T_{\text{sat}} =31^{\circ}\text{ C}$	138
Figura 5.19 Comparação entre os resultados experimentais dos gradientes de pressão e estimados através do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e oMüller-Steinhagen e Heck (1986) modificado para R245fa, $G = 400\text{ kg/m}^2\text{s}$ e $T_{\text{sat}} =31^{\circ}\text{ C}$	138

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Valores para o parâmetro C proposto por Chisholm (1967) apud Thome (2008).....	72
Tabela 2.2 - Parâmetros para correlação de Oliemans <i>et al.</i> (1986).....	76
Tabela 3.1 - Estudos envolvendo perda de pressão em ebulição convectiva em microcanais.	81
Tabela 3.2 – Comparação entre os métodos de previsão da perda de pressão por atrito que resultaram melhores previsões entre estudos experimentais da literatura. ..	90
Tabela 4.1 – Condições de ensaio para o escoamento bifásico.	108
Tabela 4.2 – Incertezas experimentais de parâmetros medidos.....	117
Tabela 4.3 - Incertezas experimentais de parâmetros estimados.....	117
Tabela 5.1 – Propriedades dos fluidos R245fa e R134a para $T_{sat}=31$ e 41°C	123
Tabela 5.2 – Resultados dos parâmetros estatísticos na avaliação dos métodos de previsão da perda de pressão por atrito em relação aos dados experimentais do presente estudo.....	128
Tabela 5.3 - Resultados dos parâmetros estatísticos na avaliação da perda de pressão por atrito através da correlação proposta em relação aos dados experimentais neste estudo.	139
Tabela A.1 – Coeficientes para leitura de temperatura e estimativas de incerteza para os canais de termopares.	155
Tabela B.1 – Resultados experimentais obtidos neste estudo	157

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	29
1.1	Objetivos.....	32
1.2	Organização do texto	32
2	PESQUISA BIBLIOGRÁFICA	35
2.1	Parâmetros descritivos do escoamento bifásico.....	35
2.2	Transição entre macro e micro-escala em condições de ebulição convectiva	38
2.3	Padrões de escoamento	44
2.3.1	Padrões de escoamento em canais convencionais	45
2.3.2	Padrões de escoamento em canais de diâmetros reduzidos.....	49
2.4	Modelos para estimativa da fração de vazio	56
2.4.1	Modelos Cinemáticos	57
2.4.2	Modelo de Zivi (1964).....	65
2.5	Perda de pressão.....	66
2.5.1	Estimativa da perda de pressão por atrito monofásica	67
2.5.2	Estimativa da perda de pressão por atrito para escoamentos líquido/gás.	69
3	ESTUDOS DA LITERATURA SOBRE MÉTODOS DE PREVISÃO DE PERDA DE PRESSÃO EM MICROCANAIS.....	79
3.1	Descrição dos estudos da literatura.....	80
3.2	Conclusões	91

4	DESCRIÇÕES DO APARATO E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	93
4.1	Descrição da bancada experimental.....	94
4.1.1	Circuitos	94
4.1.2	Microbomba	98
4.1.3	Medidor de vazão	98
4.1.4	Fonte de aquecimento	98
4.1.5	Transdutores de pressão.....	99
4.1.6	Termopares	99
4.1.7	Seções de testes e pré-aquecimento.....	100
4.1.8	Seção de visualização e dispositivos para aquisição de imagens	102
4.1.9	Sistema de aquisição de dados.....	104
4.2	Procedimento experimental	106
4.2.1	Escoamento monofásico	106
4.2.2	Escoamento bifásico	107
4.2.3	Condições experimentais de ensaios monofásicos e bifásicos	107
4.3	Redução dos dados experimentais	108
4.3.1	Velocidade mássica	108
4.3.2	Fluxo de calor	109
4.3.3	Comprimento do escoamento monofásico na seção de pré-aquecimento	109
4.3.4	Título de vapor	110
4.3.5	Gradiente de pressão na seção de testes	111
4.4	Validação do aparato experimental.....	111
4.4.1	Balanco de energia.....	112
4.4.2	Perda de pressão em escoamento monofásico	113
4.4.3	Validação da perda de pressão a partir do transdutor diferencial.....	115

4.5	Incertezas das medidas experimentais	116
5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	119
5.1.1	Perda de pressão	119
5.1.2	Efeito do diâmetro	119
5.1.3	Efeito da velocidade mássica.....	121
5.1.4	Efeito do fluido refrigerante	122
5.1.5	Efeito da temperatura.....	124
5.1.6	Efeito do título de vapor	125
5.2	Avaliação dos métodos de previsão para perda de pressão por atrito.	127
5.3	Correlação para estimativa da perda de pressão por atrito	133
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	141
6.1	Conclusões	141
6.2	Recomendações para trabalhos futuros.....	143
7	REFERÊNCIAS.....	145
APÊNDICE A	CALIBRAÇÃO DAS MEDIDAS DE TEMPERATURA E ESTIMATIVAS DE INCERTEZA	153
APÊNDICE B	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	157

1 INTRODUÇÃO

Os mecanismos físicos presentes durante a ebulição convectiva em canais de diâmetro reduzido, vêm sendo amplamente investigados pela comunidade científica e pela indústria visando o melhor entendimento dos fenômenos envolvidos e a proposição de modelos e correlações através dos quais possam ser desenvolvidos produtos customizados. Entretanto, evaporadores e (condensadores) constituídos por canais de diâmetro reduzido vêm sendo desenvolvidos heurísticamente, sem os benefícios oriundos de métodos de previsão para a transferência de calor e perda de pressão (Ribatski *et al.* 2006).

Entre as vantagens da utilização de microcanais, destacam-se a redução do inventário de fluido refrigerante, decréscimo de custos de fabricação do trocador e manutenção do sistema, capacidade de dissipação de elevados fluxos de calor (segundo Kandlikar e Grande (2003) essas taxas podem alcançar até 10 MW/m²), maior área de contato com o fluido refrigerante por unidade de volume do equipamento e possibilidade de operar em pressões superiores quando comparados à canais convencionais.

Os estudos sobre ebulição convectiva no interior de canais de diâmetro reduzido possuem aplicações nas áreas nuclear, microeletrônica, aeroespacial, refrigeração, condicionamento de ar e sistema de arrefecimento de painéis de controle em veículos aeroespaciais.

Neste contexto, a perda de pressão está diretamente relacionada com a potência de bombeamento e as diferenças de temperatura entre o meio resfriado e o fluido refrigerante e, desta forma, ao desempenho global do sistema.

A Fig. 1.1 ilustra esquematicamente um ciclo de compressão a vapor indicando o acréscimo no trabalho de compressão com o incremento da perda de pressão. Vale destacar ainda que no caso de processos de transferência de calor envolvendo mudança de fase, gradientes de pressão estão relacionados a variações significativas de temperatura do fluido de trabalho. Tal fato resulta em um afastamento adicional do desempenho do ciclo real em relação a Carnot (ideal).

Figura 1.1 – Esquema representativo do ciclo de compressão para variação na pressão.

A Fig. 1.2 ilustra o efeito da perda de pressão do evaporador no COP (coeficiente de desempenho) para um ciclo de compressão a vapor considerando um processo de condensação isobárico referente a uma temperatura de saturação igual a 40° C, compressão isoentrópica e expansão isoentálpica a partir de um título de vapor nulo. Para o início do processo de compressão, adotou-se um título de vapor unitário e uma pressão de saturação dada pela pressão na entrada do evaporador, referente a uma temperatura de saturação igual a 25°C, subtraída da perda de pressão ao longo do evaporador Δp .

Segundo a Fig. 1.2, o COP apresenta uma redução de 30% com o aumento da perda de pressão a partir de um valor nulo até 93 kPa. Neste contexto, vale destacar que a perda de pressão baseada na correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) varia com o diâmetro. Assim, em caso de diâmetros reduzidos, seus efeitos tornam-se ainda mais relevantes, ressaltando desta forma a importância do presente estudo.

Figura 1.2 – Variação do coeficiente de performance em relação a perda de pressão para o fluido refrigerante R134a.

Neste contexto, métodos preditivos de perda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos foram propostos por diversos pesquisadores, porém não prevêem adequadamente as bases de dados existente, conforme ilustrado por Felcar e Ribastki (2008). Tal fato não está relacionado apenas a imprecisão dos métodos, mas também as enormes discrepâncias entre bases de dados independentes. Segundo Ribatski (2012), inúmeros estudos têm sido realizados na presença de instabilidades térmicas, que podem afetar drasticamente as tendências da perda de pressão e transferência de calor, conforme ilustrado por Consolini (2008).

Com base nesta discussão destaca-se a importância do desenvolvimento de modelos preditivos que descrevam adequadamente os mecanismos físicos envolvidos na perda de pressão e transferência de calor. O estudo sobre padrão de escoamento e a caracterização de suas transições estão relacionados ao desenvolvimento desses modelos.

Estudos sobre padrão de escoamento em canais de diâmetro reduzido vêm sendo executados para a caracterização dos padrões e desenvolvimento de métodos para sua previsão. Estes são geralmente baseados na visualização do escoamento e envolvem faixas de velocidade mássicas, títulos de vapor e temperaturas de saturação reduzidas. Faz-se necessária a proposição de métodos para a previsão de padrões de escoamento que incorporem

características da topologia do escoamento baseadas em critérios subjetivos de um observador e comportamentos de transferência de calor e perda de pressão. A incorporação destes mapas aos métodos de previsão da perda de pressão permitiria tornar estes razoavelmente precisos.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo fundamental o estudo teórico e experimental da perda de pressão por atrito em escoamento bifásico no interior de canais de diâmetro reduzido. Tal estudo envolve uma discussão crítica da literatura e o levantamento e análise de resultados experimentais. Como objetivos específicos se apresentam:

- ✓ Revisão da literatura sobre a perda de pressão durante a ebulição convectiva no interior de canais de diâmetro reduzido e de aspectos relacionados como os critérios para caracterização da transição entre macro e micro escala e padrões de escoamento;
- ✓ Levantamento de dados experimentais sobre perda de pressão em escoamento monofásico para validação da bancada experimental e realização dos experimentos para perda de pressão durante o escoamento bifásico;
- ✓ Levantar resultados experimentais para a perda de pressão por atrito durante escoamentos bifásicos no interior de canais de diâmetro reduzido para os refrigerantes halogenados R245fa e R134a em condições adiabáticas, visando avaliar efeitos do diâmetro, velocidade mássica, título de vapor e temperatura de saturação;
- ✓ Discutir criteriosamente os resultados obtidos para perda de pressão por atrito com base na análise realizada a partir da revisão bibliográfica;
- ✓ Comparação entre os resultados da perda de pressão por atrito obtidos experimentalmente e métodos de previsão existentes na literatura ;
- ✓ Proposição de uma nova correlação para previsão da perda de pressão por atrito em canais de diâmetros reduzidos durante a ebulição convectiva baseada nos dados experimentais levantados neste estudo.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

A presente dissertação foi organizada segundo os seguintes capítulos:

Capítulo 2 - Este capítulo descreve os principais parâmetros utilizados na caracterização de escoamentos bifásicos e apresenta uma revisão crítica da literatura sobre a ebulição convectiva em canais de diâmetro reduzido. Nele são apresentados os critérios propostos para a caracterização da transição entre macro e micro-escala, os padrões de escoamento e metodologias para suas previsões. As parcelas da perda de pressão durante a ebulição são descritas e métodos utilizados para a previsão da fração de vazio superficial desenvolvidos para macrocanais são apresentados detalhadamente.

Capítulo 3 - Nele são apresentados resultados de comparações disponíveis na literatura entre dados experimentais e métodos de previsão de perda de pressão por atrito. São detalhadas as condições em que os experimentos disponíveis na literatura foram realizados buscando identificar tendências e relacioná-las aos mecanismos físicos que influenciam a perda de pressão por atrito durante escoamentos bifásicos no interior de microcanais.

Capítulo 4 - A bancada experimental e os procedimentos utilizados para a aquisição das medidas da perda de pressão durante o escoamento bifásico são descritos. Neste capítulo também apresenta-se uma descrição dos procedimentos e de tratamento dos resultados experimentais a partir dos quais dados para a perda de pressão são obtidos.

Capítulo 5 - Envolve a apresentação dos resultados experimentais para perda de pressão sob condições adiabáticas durante a ebulição convectiva no interior de tubos de diâmetros reduzidos e uma análise crítica das tendências observadas. Estes resultados são comparados a modelos indicados na literatura por proporcionarem melhores previsões. Além disso, uma nova correlação baseada nos ajustes dos dados experimentais levantados neste estudo é proposta para a perda de pressão por atrito.

Capítulo 6 - Apresentação das conclusões obtidas a partir do estudo realizado e sugestões para trabalhos futuros.

2 PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo descreve parâmetros característicos do escoamento bifásico, apresentando os fundamentos sobre perda de pressão durante a ebulição convectiva e especula sobre possíveis mecanismos físicos relacionados a transição entre macro e micro-escala descritos na literatura. O capítulo também trata da caracterização de padrões de escoamento e métodos para sua previsão em canais de diâmetros reduzidos.

2.1 PARÂMETROS DESCRITIVOS DO ESCOAMENTO BIFÁSICO

O objetivo desta seção é descrever parâmetros básicos do escoamento bifásico, baseados em definições já estabelecidas e encontradas frequentemente na literatura.

Para o escoamento líquido-vapor, a fração de vazio superficial é definida através da média espacial e temporal da área da seção transversal ocupada pela fase vapor em relação a área total da seção transversal, conforme a seguinte equação:

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (2.1)$$

A fração de vazio superficial, denominada neste texto apenas por fração de vazio, trata-se de um importante parâmetro do escoamento bifásico, pois está relacionado a perda de pressão, a transição de padrão de escoamento e ao coeficiente de transferência de calor.

A partir da definição de fração de vazio tem-se a vazão volumétrica [m³/s] das fases líquida e vapor dadas, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$Q_L = A(1 - \alpha)V_L \quad (2.2)$$

$$Q_V = A\alpha V_V \quad (2.3)$$

onde V_L e V_V são definidas como a velocidade média local das fases líquida e gasosa, respectivamente.

A vazão volumétrica total é dada por:

$$Q = Q_L + Q_V \quad (2.4)$$

A Fig. 2.1 representa um escoamento líquido-gás no interior de um tubo, onde a vazão mássica das fases líquida e vapor são dadas pelas seguintes equações:

$$\dot{m}_L = A(1-\alpha)\rho_L V_L \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_V = A\alpha\rho_V V_V \quad (2.6)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_L + \dot{m}_V \quad (2.7)$$

Figura 2.1 - Escoamento bifásico vapor-líquido (Kanizawa, 2011).

O título de vapor é definido pela razão entre a vazão mássica da fase vapor [kg/s] e vazão mássica total. Admitindo-se equilíbrio termodinâmico entre as fases tem-se:

$$x = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}} \quad (2.8)$$

A velocidade mássica de cada fase é definida como a razão entre a vazão mássica correspondente da fase e a área da seção transversal total do tubo. A velocidade mássica da fase líquida e da fase gasosa são dadas, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$G_L = \frac{\dot{m}(1-x)}{A} \quad (2.9)$$

$$G_V = \frac{\dot{m}x}{A} \quad (2.10)$$

com a velocidade mássica da mistura [kg/m²s] dada pela soma da velocidade mássica das fases:

$$G = G_L + G_V \quad (2.11)$$

A velocidade superficial [m/s] de cada fase corresponde a velocidade que a fase apresentaria caso escoasse sozinha em um canal com mesma seção transversal. Desta forma, seus valores são inferiores as velocidades reais de deslocamento das fases. As velocidades superficiais são dadas pelas seguintes equações:

$$J_L = (1-\alpha)V_L \quad (2.12)$$

$$J_v = \alpha V_v \quad (2.13)$$

A velocidade superficial da mistura é a soma das velocidades superficiais de cada fase, caso elas escoassem isoladamente pelo mesmo tubo e é dada por:

$$J = J_L + J_v \quad (2.14)$$

A razão de deslizamento entre as fases (*slip ratio*) é definida pela razão V_v/V_L . As velocidades de deslizamento representam a diferença entre as velocidades das fases componentes e as velocidade superficial da mistura são dadas pelas seguintes equações:

$$V_{vJ} = V_v - J \quad (2.15)$$

$$V_{LJ} = V_L - J \quad (2.16)$$

2.2 TRANSIÇÃO ENTRE MACRO E MICRO-ESCALA EM CONDIÇÕES DE EBULIÇÃO CONVECTIVA

A transição entre macro e micro-escala é frequentemente abordada na literatura, porém ainda não foi adequadamente caracterizada. Classificações têm sido propostas baseadas em métodos de fabricação dos canais, grau de confinamento de bolhas e mais recentemente foram apresentados critérios considerando efeitos inerciais de arraste sobre a bolha, molhabilidade do fluido e o estabelecimento de determinados padrões de escoamento.

Mehendal *et al.* (2000) baseados em técnicas de fabricação e aplicações de trocadores de calor formularam a seguinte classificação: microcanais (1-100 μm), mesocanais (100 μm - 1 mm), macrocanais (1 - 6 mm) e canais convencionais ($D_H > 6$ mm). Posteriormente, Kandlikar e Grande (2003) propuseram uma classificação baseada também em técnicas de fabricação dos canais e suas aplicações em trocadores de calor. Para canais com diâmetros reduzidos, foram considerados efeitos de rarefação dos gases no escoamento, relacionados às distâncias entre moléculas do gás próximas a dimensão característica do escoamento. Com base nessas premissas, os seguintes critérios foram propostos: canais convencionais com diâmetro hidráulico superiores a 3mm; minicanais compreendendo a faixa de 3 mm $\geq D_H > 200$ μm . Abaixo dessas dimensões, segundo Kandlikar e Grande (2003), foram classificados microcanais de 200 $\mu\text{m} \geq D_H \geq 10$ μm , microcanais de transição entre 10 $\mu\text{m} \geq D_H > 1$ μm , nanocanais de transição entre 1 $\mu\text{m} \geq D_H \geq 0,1$ μm e nanocanais moleculares entre 0,1 $\mu\text{m} > D_H$.

Kew e Cornwell (1997) elaboraram um critério que considera os efeitos do confinamento de uma bolha dentro de um canal, relacionando o diâmetro de desprendimento de uma bolha em um meio infinito e o diâmetro hidráulico do canal. O número de confinamento é definido como:

$$Co = \frac{1}{D_H} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.17)$$

Segundo este critério para $Co < 0,5$ têm-se condições de macro-escala. De acordo com Kew e Cornwell (1997), as correlações existentes para estimativas do coeficiente de

transferência de calor e de perda de pressão não são adequadas para aplicação em canais de diâmetro reduzidos com $Co \geq 0,5$.

A Fig. 2.2 elaborada por Thome e Ribatski (2005) compara os diâmetros de transição de canais convencionais para minicanais (3 mm) e minicanais para microcanais (200 μm) recomendado por Kandlikar e Grande (2003) e os diâmetros de transição entre micro e macro escala proposto por Kew e Cornwell (1997). Segundo esta figura, o diâmetro de transição proposto por Kew e Cornwell (1997) varia entre 5 mm para a água a reduzidos valores de pressão reduzida até 1 mm para o CO_2 com pressões reduzidas superiores a 0,8.

O fato do critério de Kew e Cornwell (1997) considerar as propriedades dos fluidos e suas condições de operação, parece mais adequado do que Kandlikar e Grande (2003) baseado apenas em técnicas de fabricação dos canais e suas aplicações, pois inclui aspectos fenomenológicos.

Figura 2.2 - Comparação entre os diâmetros de transição realizada por Thome e Ribatski (2005).

Tripplet *et al.* (1999) também propuseram critério de transição baseado nas condições de confinamento de bolhas no interior do tubo e definiram microcanais como aqueles proporcionando números de confinamento superiores a unidade. Este critério baseou-se no comportamento do escoamento bifásico no interior de canais com diâmetro hidráulico inferior à constante de Laplace, L , para os quais segundo os autores, efeitos de tensão superficial tornam-se superiores aos gravitacionais e inerciais. Desta forma, a razão de deslizamento

entre as fases é reduzida, não ocorrendo instabilidade interfaciais de Taylor que são predominantes no escoamento bifásico em macro-escala. A constante de Laplace é definida como:

$$L = \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)} \right)^{1/2} \quad (2.18)$$

Brauner and Ullmann (2006) investigaram a transição entre macro e micro-escala baseado em mudanças entre padrões de escoamento em condições adiabáticas e propuseram um critério cuja a transição é dada por um número Eötvos inferior a 1,6 caracterizando condições de micro-escala. O número de Eötvos relaciona efeitos de empuxo e tensão superficial sendo definido da seguinte forma:

$$\ddot{E}o = \frac{g(\rho_L - \rho_V)D_H^2}{\sigma} \quad (2.19)$$

Celata (2008) indicou que a caracterização da transição, conforme proposto por Kew e Cornwell (1997), baseada no número de confinamento onde condições de micro-escala estariam presentes em microgravidade, independente do diâmetro do tubo. Além disso, ele reportou baseado em ensaios sob condições de microgravidade através de vôos parabólicos, que o diâmetro de desprendimento de bolhas depende também da velocidade mássica e do título de vapor.

Segundo Ong e Thome (2011) propriedades do fluido como tensão superficial, densidade das fases e viscosidade são fatores que influenciam a transição entre padrões de escoamento. Estes autores realizaram experimentos para temperaturas de saturação de 25°C e 35°C e tubos com diâmetro de 1,03mm, 2,20 mm e 3,04 mm, utilizando R134a, R236 e R245fa como fluidos refrigerantes. Segundo Ong e Thome (2011), efeitos gravitacionais predominam sobre os de tensão superficial para $Co < 0,34$ e os efeitos de tensão superficial são predominantes em relação aos efeitos gravitacionais para $Co > 1,0$. Tais considerações se baseiam em visualizações do escoamento e no elevado grau de uniformidade da espessura do filme líquido ao longo do perímetro do tubo para $Co > 1$. Além disso, para diâmetros inferiores observaram apenas três padrões de escoamento, representados por bolhas isoladas, bolhas coalescentes e anular. O padrão de escoamento pistonado foi observado apenas para o canal de 3,04 mm correspondendo a $Co = 0,34$. Assim, este valor do número de confinamento foi utilizado para caracterizar o limite para o comportamento em macro-escala.

Tibiriçá (2011) desenvolveu três critérios para escoamento horizontais baseados nas seguintes características: inexistência de escoamento estratificado e tendência de uniformidade do filme líquido ao longo do perímetro do tubo em caso de escoamento anular. Segundo o autor, sua classificação buscou identificar os efeitos que influenciassem diretamente o coeficiente de transferência de calor, fluxo crítico e a perda de pressão por atrito durante o escoamento bifásico. Os critérios foram desenvolvidos baseados em experimentos realizados por ele para tubos com diâmetro de 2,32 e 1,0 mm e resultados disponíveis na literatura sobre as características que influenciam a transição entre macro e micro-escala. Os critérios propostos por Tibiriçá (2011), análogos a Ong e Thome (2011) que também se basearam no grau de uniformidade do filme líquido ao longo do canal para o escoamento anular, são adequados apenas para canais horizontais.

O primeiro critério de transição considera um pistão de líquido estático em condição saturada, envolvido por ambos os lados por vapor em um canal de diâmetro, D , conforme ilustrado pela Fig. 2.3. Assumiu-se como critério uma condição de equilíbrio entre forças devido à pressão estática e à tensão superficial entre a interface e a parede. Segundo Tibiriçá (2011), é correto desprezar-se efeitos inerciais e viscosos para esta condição, pois o escoamento estratificado ocorre apenas para vazões mássicas reduzidas.

Figura 2.3 - Esquema de equilíbrio de forças de pressão e de tensão superficial utilizada como critério de condição de estratificação (Tibiriçá, 2011).

Com base na Fig. 2.3, o critério é dado igualando-se as forças F_p e F_{TS} na linha de contato triplo e a partir da equação resultante solucionada numericamente pelo autor obtêm-se o diâmetro máximo para o qual o padrão estratificado não se verifica.

O segundo critério proposto por Tibiriçá (2011), caracteriza a transição entre macro e micro-escala segundo um diâmetro de tubo a partir do qual o escoamento estratificado não se verifica. Para isto ele assume hipótese semelhante a Felcar *et al.* (2007), o qual propôs que a transição entre escoamento estratificado e anular/intermitente, no caso de canais de diâmetro reduzido, resulta de efeitos capilares. Desprezando efeitos inerciais e viscosos, Tibiriçá (2011) indica que a transição entre macro e micro-escala ocorre para um diâmetro do canal similar a altura capilar. Os efeitos capilares estão relacionados as forças de tensão superficial sob o líquido e a parede, provocando uma “ponte” de líquido na região superior da superfície interna do tubo, interrompendo a ocorrência do padrão de escoamento estratificado. O diâmetro de transição segundo este critério é dada pela seguinte equação:

$$D_{tr} = \sqrt{\frac{4\sigma \cos \theta}{(\rho_l - \rho_v)g}} \quad (2.20)$$

Para validar sua proposta, Tibiriçá (2011) efetuou experimentos em uma placa de acrílico com furos de diferentes diâmetros contendo água – ar, cujos resultados encontram-se ilustrados na Fig. 2.4. Segundo esta figura, a estratificação do escoamento se verifica a partir de um diâmetro de 5,6 mm. Este valor é próximo ao estimado através da Eq. (2.19) igual a 5,5 mm adotando-se um ângulo de contato medido pelo autor para a água em superfície de acrílico igual a 60°. Apesar do resultado experimental e o estimado através do segundo critério serem similares, o autor enfatiza a necessidade de se considerar efeitos inerciais.

Figura 2.4 - Ilustração do experimento realizado por Tibiriçá (2011), para verificação da estratificação de água – ar em tubos de diferentes diâmetros.

Tibiriçá (2011) ressalta que para fluidos de ângulo de contato reduzido, como os refrigerantes halogenados, o critério baseado em efeitos capilares apresenta diâmetros de transição similares aos apresentados por Kew e Cornwell (1997). Vale destacar que os critérios propostos por Tibiriçá (2011) e Kew e Cornwell (1997), embora apresentando resultados similares, foram propostos considerando mecanismos físicos distintos.

O terceiro critério proposto por Tibiriçá (2011) se baseia no trabalho de Kandlikar (2010), no qual o autor buscou quantificar a escala de magnitude das forças presentes durante a ebulição convectiva. Segundo a análise de Kandlikar (2010), para diâmetros reduzidos as forças de tensão superficial e inerciais são preponderantes em relação as demais. Tibiriçá (2011) adota o grau de uniformidade do filme líquido ao longo do perímetro do tubo como o aspecto característico da transição entre macro e micro-escala. Assim, Tibiriçá (2011) adotou como critério de transição as forças gravitacionais correspondendo a 5% das forças de tensão superficial. Para essa condição obteve o critério de transição dado pela seguinte equação:

$$D_{tr} \leq \sqrt{\frac{\sigma}{20 (\rho_l - \rho_v) g}} \quad (2.21)$$

Tibiriçá (2011) comparou os resultados para a transição dados pela Eq. (2.2) para os fluidos refrigerante R134a, R245fa e água com a variação da espessura do filme líquido ao longo do perímetro do tubo estimada segundo o modelo de Hulburt and Newell (2000). Nesta comparação, Tibiriçá (2011) adotou como critério de transição para o modelo de Hulburt and Newell (2000) uma razão entre a espessura média do filme ao longo do perímetro e a espessura máxima do filme, presente na região inferior do tubo igual a 0,95. Baseado nessa hipótese e para $G = 50 \text{ kg/m}^2\text{s}$, condição em que os efeitos inerciais são minimizados, resultados próximos foram fornecidos pela Eq. (2.21) e o modelo de Hulburt and Newell (2000). Entretanto, vale destacar que este modelo foi desenvolvido para canais convencionais e escoamento horizontal.

Ribatski (2012) apresenta uma comparação, ilustrada na Fig. 2.5, entre critérios para a transição entre macro e micro-escala propostos na literatura. Na elaboração desta figura ele considerou as seguintes condições experimentais: canais circulares, velocidade mássica de 50 a $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$, R134a, CO_2 , e água como fluidos operantes, aceleração gravitacional de $9,81 \text{ m/s}^2$ e pressões reduzidas de 0,001 a 0,8

Figura 2.5 - Comparação entre critérios de transição em ebulição convectiva no interior de tubos, Ribatski (2012).

Apesar da transição entre macro e micro-escala ser bastante investigado pela comunidade científica, ainda não existe uma concordância entre autores, mas caso ocorra esta transição, é possível que esteja relacionada a mecanismos físicos que influenciam o coeficiente de transferência de calor e a perda de pressão de forma que possam ser úteis para o desenvolvimento de métodos de previsão.

2.3 PADRÕES DE ESCOAMENTO

A definição dos padrões de escoamento envolve a caracterização da topologia da distribuição das fases, tema este que tem atraído a atenção de inúmeros pesquisadores. Tal cenário decorre, conforme indicado por Thome (2008), do fato da transferência de calor e da perda de pressão estarem intrinsecamente relacionadas à distribuição das fases no escoamento, tornando a previsão do padrão de escoamento um aspecto necessário ao desenvolvimento de modelos para evaporação e condensação. Além disso, o padrão de escoamento pode estar relacionado as condições em que um equipamento opera em segurança. Kanizawa *et al.* (2012) indicou que no caso de escoamento externo a tubos, padrões intermitentes são críticos

Jaqueline Diniz da Silva

para vibrações induzidas por escoamento, que podem causar a destruição de trocadores tipo tubo-carcaça.

Arcanjo *et al.* (2010), destaca que transições entre padrões de escoamento e características destes como fração de vazio, espessura do filme líquido, ondulações na interface e velocidade dos pistões de vapor têm sido estudadas pelo fato da estimativa de transferência de calor e perda de pressão estarem relacionadas com a configuração do escoamento.

2.3.1 ***PADRÕES DE ESCOAMENTO EM CANAIS CONVENCIONAIS***

Padrões de Escoamento em canais horizontais

Os padrões observados para escoamentos líquido-gás horizontais se caracterizam pela influência de efeitos gravitacionais na distribuição das fases resultando na estratificação do escoamento com a fase líquida tendendo a ocorrer na região inferior do canal e a gasosa na parte superior. Collier e Thome (1994) classificaram os seguintes padrões para escoamento horizontal:

- Bolhas (*Bubbly Flow*): este padrão é caracterizado pela dispersão de bolhas de vapor em meio a fase líquida contínua. Devido aos efeitos de empuxo, as bolhas se concentram na região superior da seção e possuem um formato não necessariamente esférico e dimensões inferiores ao diâmetro do canal;
- Pistonado (*Plug Flow*): é caracterizado por ser um escoamento intermitente, em que se verifica o escoamento de pistões líquidos entranhados por bolhas de tamanho reduzido. Estes pistões de líquido são separados por bolhas de vapor alongadas. Observa-se um aumento da fração de vazio em relação ao padrão de bolhas e os efeitos de empuxo se intensificam devido ao tamanho das bolhas alongadas as quais se mantêm na região superior do canal;
- Estratificado (*Stratified Flow*): este padrão é observado para velocidades das fases reduzidas. Devido aos efeitos gravitacionais, ocorre a estratificação do escoamento, ou seja, a separação das fases líquida e gasosa através de uma interface “horizontal” com a fase vapor localizando-se na parte superior do canal e a fase líquida na inferior. Este padrão não se verifica para escoamento em canais verticais;

- Estratificado ondulado (*Wavy Flow*): caracterizado pelas pequenas ondulações interfaciais causadas devido o aumento da velocidade da fase gasosa. Não é observado para escoamento verticais;
- Bolhas alongadas (*Slug Flow*): apresenta um escoamento com bolhas próximas, as quais colidem e coalescem resultando em bolhas de dimensões superiores denominadas de bolhas alongadas. Este escoamento, também classificado como intermitente, é caracterizado pelo incremento da velocidade da fase vapor e pelo aumento de amplitude das ondas interfaciais, que atingem o topo da parede interna do canal, bloqueando intermitentemente a seção transversal. O formato das bolhas é também conhecido como formato de bala “*bullet shape*” ou bolhas de Taylor. Entre as bolhas, escoam pistões de líquido contendo bolhas de vapor de tamanho reduzido. Neste escoamento, o filme líquido envolvendo as bolhas alongadas pode apresentar escoamento reverso;
- Anular (*Annular*): o padrão anular é caracterizado pelo escoamento de vapor contínuo no centro do tubo envolto por um filme líquido que escoar em contato com superfície interna do tubo. A espessura do filme na região inferior é superior devido à efeitos gravitacionais. Como resultado do arraste do líquido, causado pelo incremento da fração de vazio e da velocidade da fase gasosa, pode ser observado o desprendimento de gotículas de líquidos, que se mantêm dispersas no meio contínuo da fase vapor.

Figura 2.6 – Ilustração esquemática dos padrões de escoamento para canais horizontais convencionais, Collier e Thome (1994).

Padrões de Escoamento em canais verticais

Os padrões em escoamentos ascendentes em tubos verticais são classificados por Thome (2008), baseado nas distribuições das fases ao longo do escoamento da seguinte forma:

- Bolhas (*Bubbly Flow*): este padrão apresenta características similares ao escoamento horizontal, exceto pelo fato dos efeitos de empuxo atuarem na mesma direção do escoamento não afetando a distribuição de bolhas na seção transversal;
- Bolhas alongadas (*Slug Flow*): Este padrão também é semelhante ao descrito para escoamento horizontal. As bolhas de vapor alongadas possuem um formato semi-esférico na região frontal e plana na região inferior, onde bolhas dispersas escoam no pistão de líquido;
- Agitante (*Churn Flow*): através do incremento da velocidade do escoamento, as configurações da distribuição das fases se tornam instáveis, causando oscilações no escoamento do fluido. Esta instabilidade pode ser ocasionada como resultados de efeitos gravitacionais e dissipativos relacionados ao filme líquido;
- Anular (*Annular Flow*): apresenta características similares ao padrão de escoamento horizontal descrito anteriormente, porém a espessura do filme líquido que escoam junto a parede é uniforme ao longo do perímetro do tubo, pois os efeitos gravitacionais são observados na direção axial do tubo e não na direção radial, coincidindo com o escoamento;
- Anular-Névoa (*Wispy-Annular Flow*): devido à elevada velocidade do gás, neste padrão ocorre o desprendimento de gotículas do filme líquido junto a parede, as quais escoam dispersas no meio contínuo da fase gasosa na região central do canal;
- Névoa (*Wispy Flow*): incrementos adicionais da velocidade da fase gasosa promovem a redução da espessura do filme líquido com a interface líquido/gás podendo ser desestabilizada, causando o desaparecimento do filme. Nesta condição, a fase líquida escoam apenas segundo gotículas dispersas no vapor, as quais se depositam intermitentemente na superfície.

Nas Fig. 2.7 e 2.8 são apresentados os esquemas dos padrões de escoamento em canais convencionais verticais e a progressão destes ao longo da seção, durante a ebulição convectiva segundo Thome (2008).

Figura 2.7 - Esquema dos padrões de escoamento para canais convencionais verticais, Collier e Thome (1994).

Figura 2.8 - Progressão dos padrões de escoamento ao longo da seção, durante a ebulição convectiva em escoamento vertical, Collier e Thome (1994) .

Vale destacar que em condições de ebulição convectiva, conforme ilustrado na Fig. 2.8, e condensação estes padrões surgem progressivamente com a variação do título de vapor.

Além dos padrões descritos por Collier e Thome (1994), Wojtan *et al.* (2005) apresenta para escoamentos horizontais o padrão de escoamento de secagem de parede, correspondente a região de transição entre padrão de escoamento anular e em névoa, com secagem progressiva do filme de líquido ao longo do perímetro, a partir da região superior do tubo.

2.3.2 **PADRÕES DE ESCOAMENTO EM CANAIS DE DIÂMETROS REDUZIDOS**

O padrão estratificado observado em escoamentos horizontais não ocorre em canais de diâmetros reduzidos, conforme estudos reportados por Suo e Griffith (1964), Damianides and Westwater (1988), Lin *et al.* (1998), Triplett *et al.* (1999), Sheng e Palm (2001) e Serizawa *et al.* (2002).

Suo e Griffith (1964) foram pioneiros no estudo de padrões de escoamento em canais de diâmetros reduzidos. Eles identificaram para tubos com diâmetros entre 0,514 e 0,795 mm os padrões bolhas, pistonado e anular. Com base em seu estudo, estes autores sugeriram que durante escoamento pistonado, efeitos de tensão superficial predominavam sobre os gravitacionais.

Barnea *et al.* (1983) foram os primeiros a propor um método para previsão de padrões de escoamento para canais de diâmetro reduzido. Eles se basearam no modelo do Taitel e Dukler (1976) que apresenta critérios de transição baseados em análises fenomenológicas dos mecanismos responsáveis pela transição entre padrões. Taitel e Dukler (1976) assumiram que o critério de transição a partir do padrão estratificado ondulado para anular / intermitente está relacionado ao crescimento de uma onda no filme líquido e consequente bloqueio da seção, a partir da teoria instabilidade de Kelvin-Helmholtz. Analogamente, Barnea *et al.* (1983) assumiram que o efeito de tensão superficial é o principal mecanismo físico para transição entre estes mesmos padrões de escoamento em microcanais.

Barnea *et al.* (1983) também propuseram um novo valor de 0,35 para a razão entre a altura do nível do líquido e o diâmetro do tubo para transição entre o escoamento intermitente

e anular, isto corresponde a hipótese de uma fração de vazio constante igual a uma razão da altura de líquido e diâmetro de 0,35. Taitel e Dukler (1976) propuseram um valor igual a 0,5.

Felcar *et al.* (2007) também modificaram o método de Taitel e Dukler (1976) com o objetivo de estender este modelo a canais de diâmetro reduzido e desta forma desenvolver um método geral. Eles utilizaram para o desenvolvimento deste método dados experimentais para escoamento ar-água levantados na literatura compreendendo 10 laboratórios independentes. No desenvolvimento do seu método, Felcar *et al.* (2007) definiram os padrões de escoamento disperso (*dispersed flow*), intermitente (*intermittent flow*), estratificado (*stratified flow*) e anular (*annular flow*).

Efeitos de capilaridade e molhabilidade na transição entre padrões são considerados irrelevantes nos canais convencionais, entretanto, tornam-se progressivamente importantes com a redução do diâmetro. Em seu método, Felcar *et al.* (2007) incluem tais efeitos através do número de Eötvos, relacionando efeitos de capilaridade e gravitacionais, e do número de Weber que relaciona efeitos inerciais e de tensão superficial. Ambos incorporando efeitos relevantes em microcanais na transição entre escoamento estratificado e anular/intermitente.

Efeitos inerciais e de molhabilidade foram considerados relevantes também por Ullman e Brauner (2006) na transição para o padrão anular em microcanais. Estes autores propuseram que a transição entre padrões está relacionada a magnitudes relativas do menisco formado na interface do líquido junto a superfície do tubo e o diâmetro do canal. Tal indicação corrobora a proposta de Felcar *et al.* (2007) que consiste em uma nova definição para o número de Eötvos considerando efeitos de capilaridade quando adicionado o produto do cosseno do ângulo de contato e a tensão superficial, segundo a seguinte equação:

$$Eo_M = \frac{g(\rho_L - \rho_V)D_H^2}{\cos(\beta)\sigma} \quad (2.22)$$

A Fig. 2.9 elaborada por Felcar *et al.* (2007), compara seu método de previsão com os dados experimentais levantados por Damianides e Westwater (1988) para escoamento ar-água em tubos horizontais com diâmetros iguais a 1 e 4 mm. Nela constata-se semelhança dos mapas de escoamento, principalmente para o tubo de 1 mm, onde as linhas contínuas correspondentes as transições entre padrões são próximas. Outras comparações realizadas como apresentadas pelas Fig. 2.10 e 2.11 mostram a concordância dos resultados apresentados

para o padrão estratificado, apesar da escassez de dados disponíveis na literatura para este padrão apontado por Felcar *et al.* (2007).

Figura 2.9 - Comparação entre o método de previsão de padrão de escoamento proposto por Felcar *et al.* (2007) e mapas de escoamento propostos por Damianides e Westwater (1988), Felcar *et al.* (2007).

Figura 2.10 - Comparação entre o método proposto por Felcar *et al.* (2007) [linhas] e os dados experimentais de Coleman e Garimella (1999) [símbolos].

Figura 2.11 - Comparação entre o método proposto por Felcar *et al.* (2007) [linhas] e os dados experimentais por Yang e Shieh (2001) [símbolos].

Revellin e Thome (2007a) inicialmente propuseram 4 padrões de escoamento (bolhas, pistonado, semi-anular e anular) e 2 regimes de transição (bolhas/pistonado, pistonado/semi-anular) baseado em observações de imagens obtidas por uma câmera de alta velocidade para tubos com diâmetros de 0,5 e 0,8 mm e os refrigerantes R245fa e R134a. Posteriormente, Revellin e Thome (2007b) utilizaram técnica objetiva para caracterização de padrões de escoamento através da análise da frequência de bolhas. Neste estudo eles determinaram a frequência de bolhas pela intensidade de atenuação de um laser pelo escoamento durante a passagem de um pistão de vapor. Assim, com base na análise do sinal de um fotosensor os padrões bolhas isoladas e bolhas coalescentes foram identificados. Para a transição entre o escoamento de bolhas e pistonado foi observado que a frequência de bolhas aumenta rapidamente com o aumento do fluxo de calor e atinge um limite máximo que novamente diminui devido a coalescência de bolhas formando bolhas alongadas.

Na descrição da transição entre o escoamento pistonado e semi-anular há um incremento na velocidade da fase vapor com o aumento do fluxo de calor e as bolhas alongadas são deformadas devido ao efeitos de atrito que são cada vez mais preponderantes.

A transição não é mais claramente visualizada a partir da coalescência, mas uma zona agitante é formada onde existiam os pistões líquidos. De acordo com Revellin e Thome (2007a) as transições dos padrões de escoamento observadas para o refrigerante R134a não são previstas adequadamente através de mapas de padrões de escoamento desenvolvidos para macrocanais e refrigerantes e mapas propostos para microcanais baseado em resultados para água e ar, conforme ilustrado pela Fig. 2.12.

Revellin e Thome (2007a) também observaram que o efeito da velocidade mássica na transição entre padrões de escoamento é inferior para o R245fa em relação ao R134a. Entretanto, contraditoriamente, eles indicaram que as transições para ambos refrigerantes são similares. Contudo, observações realizadas para a transição entre padrões no presente estudo indicam que as transições entre padrões para o fluido R245fa se antecipam em relação ao fluido R134a, devido ao fluido R245fa apresentar volume específico superior em relação ao R134a e conseqüentemente velocidade superficial da mistura superior. Além do volume específico, a tensão superficial do fluido influencia as transições envolvendo padrões intermitentes.

Figura 2.12 - Comparação entre os limites de transição para R134a, $D = 0,5$ mm, $T_{sat}=30$ °C (Revellin e Thome, 2007) e os limites de transição para escoamento água-ar, $D = 1,097$ mm (Tripplet *et al.*, 1999).

Ong e Thome (2009) com base na técnica de caracterização de padrões de escoamento desenvolvida por Revellin e Thome (2007b) levantaram resultados para os refrigerantes R134a, R245fa e R236 em um canal circular horizontal com diâmetro de 1,03 mm. Estes dados somados aos efeitos de temperatura de saturação foram utilizados na modificação do método de Revellin e Thome (2007a).

Posteriormente, Ong e Thome (2011) investigaram a transição de padrões de escoamento a partir de dados experimentais ensaiados para os refrigerantes R134a, R136, R245fa e microcanais horizontais de diâmetros equivalente a 1,03 mm, 2,20 mm, 3,04 mm. Segundo Ong e Thome (2011) foram observados três distintos padrões de escoamento para canais de micro-escala, bolhas isoladas (*isolated bubbles*), bolhas coalescentes (*coalescing bubbles*) e anular (*annular*). Com base nas visualizações do escoamento e na uniformidade/não-uniformidade da espessura do filme líquido, os autores reportaram que os efeitos gravitacionais são relevantes para o número de confinamento de bolhas inferiores a 0,34. Desta forma propuseram um critério de transição entre macro e micro-escala baseado no número de confinamento ($Co < 0,3-0,4$) e compararam com os critérios propostos por Li e Wang (2003) e Cheng e Wu (2006), conforme ilustrado na Fig. 2.13.

Figura 2.13 – Comparação entre critérios de transição entre macro e micro-escala propostos por distintos autores apresentado por Ong e Thome (2011).

Arcanjo *et al.* (2010) classificaram os padrões com base em imagens obtidas com uma câmera de alta velocidade para um tubo com diâmetro de 2,32 mm utilizando os fluidos R245fa e R134a. Eles compararam seus resultados experimentais aos métodos propostos por Barnea *et al.* (1983), Felcar *et al.* (2007), Revellin e Thome (2007b) e Ong e Thome (2009). A partir dessa análise, concluíram que os métodos de Felcar *et al.* (2007) e Ong e Thome (2009) prevêm satisfatoriamente seus dados. Vale destacar que o método de previsão de Felcar *et al.* (2007) foi desenvolvido baseado em dados experimentais apenas para água e ar, e ainda assim previu razoavelmente resultados para refrigerantes halogenados. Entretanto Arcanjo *et al.* (2010) indicaram que o método falhou em prever resultados para velocidades mássicas reduzidas e títulos de vapor elevados.

Sempértegui-Tapia (2011) utilizou um método objetivo para caracterizar os padrões de escoamento envolvendo o tratamento simultâneo de sinais provenientes de um par de sensores-lasers montados perpendiculares a seção de visualização, um transdutor de pressão piezo-elétrico com o objetivo de determinar a variação local da pressão do escoamento e de um termopar em contato direto com o fluido refrigerante. A partir do algoritmo k-means, um método de agrupamento de dados que busca identificar grupos com características similares a partir de sinais elétricos relacionados ao escoamento, Sempértegui-Tapia (2011) propôs um mapa de padrões de escoamento. Conforme reportado pelo autor, os resultados de caracterizações de padrões obtidos através método objetivo foram similares aos resultados obtidos a partir de visualizações do escoamento através de uma câmera de alta-velocidade, definido como método subjetivo.

Sempértegui-Tapia (2011) também comparou visualizações obtidas através da câmera de alta velocidade e os mapas de previsão dos padrões propostos por Barnea *et al.* (1983), Ong e Thome (2009) e Felcar *et al.* (2007). O autor observou que o método proposto por Ong e Thome (2009) prevê razoavelmente seus dados experimentais, conforme ilustrado pela Fig. 2.14, capturando a redução do título de vapor com o incremento da velocidade mássica referente a transição entre os escoamentos intermitente e anular.

Não foram levantados dados experimentais por Sempértegui-Tapia (2011) em condições de secagem de parede, porém, segundo o autor, Tibiriçá e Ribatski (2010) realizaram experimentos utilizando R245fa e R134a para um tubo de diâmetro de 2,3 mm e verificaram que a secagem de parede, constatada a partir da variação da temperatura superficial, se verifica apenas para títulos de vapor acima de 0,9.

Figura 2.14 – Comparação entre os resultados obtidos por Sempértegui Tapia (2011) (símbolos) através de visualizações realizadas por uma câmera de alta velocidade e o método proposto por Ong e Thome (2009) linhas. (Sempértegui Tapia, 2011).

Segundo Sempértegui-Tapia (2011) o método proposto por Barnea et al. (1983) não apresentou previsões satisfatórias a transição entre os escoamentos intermitente e anular. Entretanto, prevê corretamente a ausência do escoamento estratificado. Já o método de Felcar *et al.* (2007), de acordo com Sempértegui Tapia (2011), proporciona resultados satisfatórios referente a ausência de escoamento estratificado e a transição entre os escoamentos intermitente e anular. Entretanto, não é adequado para condições de elevados títulos de vapor e próximos à condição de secagem de parede em caso de velocidades mássicas inferiores a 100 kg/m²s.

2.4 MODELOS PARA ESTIMATIVA DA FRAÇÃO DE VAZIO

Esta seção apresenta a descrição de métodos para previsão da fração de vazio. A importância de sua caracterização está relacionada ao fato da sua estimativa ser necessária à determinação das quedas de pressão gravitacional e aceleracional segundo o modelo das fases separadas, utilizada no cálculo das propriedades médias da mistura necessárias em alguns modelos para previsão da perda de pressão por atrito.

Geralmente os modelos para determinação de fração de vazio disponíveis foram desenvolvidos a partir de dados experimentais para macrocanais. Recentemente, alguns modelos foram propostos para microcanais, entretanto neste caso, a fração de vazio foi estimada a partir de resultados de perda de pressão. Assim incorporam erros relacionados ao procedimento e hipóteses adotadas para a regressão de dados.

Os métodos para previsão da fração de vazio superficial em macrocanais são geralmente baseados em (i) multiplicadores bifásicos e modelos denominados de (ii) cinemáticos que envolvem a solução da velocidade relativa entre as fases. Neste capítulo são descritos apenas os modelos cinemáticos e o modelo de Zivi (1964), o qual, se baseia no princípio da mínima entropia, são descritos neste capítulo.

2.4.1 *MODELOS CINEMÁTICOS*

Segundo Saiz Jabardo (1988), os modelos cinemáticos tratam do movimento relativo entre as fases ao relacionar suas velocidades. Exceto pelo modelo homogêneo, eles surgiram a partir da década de 60 e encontram-se incorporados a maioria dos programas de simulação de escoamentos bifásicos.

MODELO HOMOGENEO

O modelo homogêneo assume velocidades iguais para ambas fases, com perfil uniforme ao longo da seção transversal. Este modelo representa um dos modelos cinemáticos, onde a fração de vazio superficial é determinada em função do título de vapor e densidade específica das fases onde a razão entre as velocidade da fases, $\frac{V_V}{V_L}$, é igual a unidade.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \frac{V_V}{V_L} \frac{\rho_V}{\rho_L}} \quad (2.23)$$

Os padrões de escoamento dispersos, segundo bolhas e névoa, apresentam velocidade e distribuição espacial das fases ao longo seção transversal aproximadamente uniformes e desta forma para eles pode ser adequada a utilização do modelo homogêneo.

MODELO DE BANKOFF

O Modelo de Bankoff apud Saiz-Jabardo (1988) adota velocidades locais semelhantes para ambas as fases e uma distribuição de fração de vazio e de velocidades ao longo da seção transversal com perfil parabólico. Segundo este modelo, a velocidade das fases e a fração de vazio locais são dadas pelas seguintes equações:

$$V_V = V_L = \left(\frac{Y}{R} \right)^{1/m} V_{Centro} \quad (2.24)$$

$$\frac{\alpha}{\alpha_{Centro}} = \left(\frac{Y}{R} \right)^{1/n} \quad (2.25)$$

onde Y é a distância determinada a partir da parede até o centro do tubo, e o subíndice *Centro* refere-se a propriedade do escoamento no centro do tubo.

Através das vazões volumétricas de cada fase, obtêm-se uma relação entre a fração de vazio superficial e a fração volumétrica dada por:

$$\alpha = K\beta \quad (2.26)$$

$$K = \frac{2(m+n+mn)(m+n+2mn)}{(m+1)(2m+1)(n+1)(2n+1)} \quad (2.27)$$

onde valores de K foram determinados com base em dados experimentais, principalmente para água, e são funções da pressão de operação.

MODELO DE WALLIS

O modelo de deslizamento de Wallis (1969) apud Kanizawa (2011) considera o deslizamento entre as fases, embora com distribuição uniforme ao longo da seção transversal.

A velocidade relativa entre as fases vapor e líquido é determinada a partir do fluxo de deslizamento relativo entre as fases relacionados da seguinte forma:

$$J_{VL} = V_{VL}\alpha(1-\alpha) \quad (2.28)$$

onde a velocidade relativa entre as fases é definida conforme a seguinte equação:

$$V_{VL} = V_V - V_L \quad (2.29)$$

Conforme a Eq. (2.28) o fluxo de deslizamento relativo entre as fases, J_{VL} , é nulo quando a fração de vazio superficial for nula apresentando um valor máximo com o incremento da fração de vazio, retornando a zero para o escoamento apenas da fase vapor, conforme ilustrado na Fig. 2.15.

Figura 2.15 – Ilustração esquemática da variação de J_L e J_V em relação a fração de vazio, α , (Wallis, 1969).

Na Fig. 2.15 são apresentadas quatro curvas dadas pela Eq. (2.30), que estão relacionadas aos seguintes cenários:

1. Escoamentos concorrentes;
2. Escoamentos contra corrente;
3. Ponto de inundação (*Flooding point*);
4. Não há solução para esta condição;

O fluxo de deslizamento pode ser relacionado como função das velocidades superficiais das fases e da fração de vazio, conforme a seguinte equação:

$$J_{VL} = (1 - \alpha)J_V - \alpha J_L \quad (2.30)$$

onde o fluxo de deslizamento relativo é igual a J_V para fração de vazio nula e igual a $-J_L$ para fração de vazio igual a unidade. O ponto de operação do sistema determinado através da intersecção das curvas dadas pela Eq. (2.28) e (2.30).

MODELO DE ZUBER E FINDLAY

O modelo proposto por Zuber e Findlay (1965) também conhecido como “*Drift Flux Model*” considera o deslizamento entre as fases e perfis de velocidades não uniformes ao longo da seção transversal. Neste modelo, a velocidade da fase vapor é correlacionada segundo a seguinte equação:

$$j_V = \alpha j + j_{VL} \quad (2.31)$$

A denotação $\langle \rangle$ é o operador média espacial, referente a mistura, definida conforme a seguinte equação:

$$\langle X \rangle = \frac{\int X dA}{A} \quad (2.32)$$

Aplicando o operador aos termos da Eq. (2.29), encontramos a seguinte equação:

$$\langle j_{VL} \rangle = \langle j_V \rangle - \langle \alpha j \rangle \quad (2.33)$$

O parâmetro de distribuição C_0 , introduzido por Zuber e Findlay (1965), representa a distribuição espacial dos perfis de velocidades das fases ao longo da seção, definido pela seguinte equação:

$$C_0 = \frac{\langle \alpha j \rangle}{\langle \alpha \rangle \langle j \rangle} \quad (2.34)$$

A definição da média da velocidade da fase vapor em função da velocidade superficial da fase vapor e da fração de vazio é dada pela seguinte equação:

$$V_V = \frac{\langle j_V \rangle}{\langle \alpha \rangle} \quad (2.35)$$

Combinando as Eq. (2.33), (2.34) e (2.35), temos:

$$V_v = C_0 j + \frac{j_{VL}}{\alpha} \quad (2.36)$$

A partir das definições das Eq. (2.31) e (2.36) temos:

$$V_v = C_0 J + V_{vj} \quad (2.37)$$

As resultantes destas equações para fração de vazio obtidas para estimativa da fração de vazio são apresentadas das seguintes formas:

$$\frac{V_v}{J} = \frac{\beta}{\alpha} = C_0 + \frac{V_{vj}}{J} \quad (2.38)$$

$$\alpha = \frac{\beta}{C_0 + \frac{V_{vj}}{J}} \quad (2.39)$$

MODELO DE ROUHANNI - AXELSSON

O modelo de Rouhanni – Axelsson (1970) apud Thome (2008) foi desenvolvido a partir do modelo de deslizamento de fases (*drift - flux model*) proposto por Zuber e Findlay (1965). Os autores partiram da relação entre fração volumétrica e título de vapor, dada pela seguinte equação:

$$\beta = \frac{xv_v}{xv_v + (1-x)v_L} \quad (2.40)$$

A densidade da mistura bifásica pode ser definida como o inverso do volume específico e posteriormente utilizada para relacionar a velocidade mássica e a velocidade superficial da mistura, como apresentado pelas equações a seguir:

$$\rho_{2\Phi} = \frac{1}{v_{2\Phi}} = \frac{1}{\frac{x}{\rho_L} + \frac{1-x}{\rho_v}} \quad (2.41)$$

$$G = \rho_{2\Phi} J \quad (2.42)$$

O modelo de Rouhanni – Axelsson (1970) apud Thome (2008) pode ser obtido através da substituição e das Eq. (2.40), (2.41) e (2.42) na Eq. (2.39) e rearranjada, de forma que a fração de vazio superficial seja dada pela seguinte equação:

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left[C_0 \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{V_{VJ}}{G} \right]^{-1} \quad (2.43)$$

Rouhanni – Axelsson (1970) apud Thome (2008) com base em dados experimentais para escoamento vertical ajustaram as seguintes correlações para os parâmetros C_0 e V_{VJ} :

$$C_0 = 1 + 0,12(1-x) \left(\frac{g D_H \rho_L^2}{G^2} \right) \quad (2.44)$$

$$V_{VJ} = 1,18 \left[\frac{g \sigma (\rho_L - \rho_v)}{\rho_L^2} \right]^{1/4} \quad (2.45)$$

Estas equações são válidas para uma ampla faixa de velocidade mássica e títulos de vapor superiores a 0,1. Substituindo as Eq. (2.44) e (2.45) na Eq. (2.43) temos a fração de vazio superficial de acordo com Rouhanni – Axelsson (1970) apud Thome (2008) para escoamentos verticais. Steiner (1993) reportou posteriormente que o método proposto por Rouhanni (1969) apud Thome (2008) para escoamentos horizontais, fornece resultados razoáveis para sua base de dados. Para o método modificado de Rouhanni (1969) apud Thome (2008) para escoamentos horizontais têm-se:

$$C_0 = 1 + 0,12(1-x) \quad (2.46)$$

O parâmetro V_{VJ} também foi modificado, de forma que a fração de vazio superficial, α , resulte em um valor igual a unidade quando o título de vapor atingir o valor igual a um, apresentado pela seguinte equação:

$$V_{VJ} = 1,18(1-x) \left[\frac{g \sigma (\rho_L - \rho_v)}{\rho_L^2} \right]^{1/4} \quad (2.47)$$

Substituindo as Eq. (2.46) e (2.47) na Eq. (2.43) temos a seguinte equação para estimativa da fração de vazio para escoamentos horizontais:

$$\alpha = \frac{x}{\rho_V} \left\{ \left[1 + 0,12(1-x) \right] \left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1,18(1-x) \left[g \sigma (\rho_L - \rho_V) \right]^{0,25}}{G \rho_L^{0,5}} \right\}^{-1} \quad (2.48)$$

Esta correlação foi desenvolvida para macrocanais e sua utilização é recomendada independentemente do padrão de escoamento. Wojtan (2004) apud Thome (2008) verificou que a modificação proposta por Rouhanni (1969) para escoamentos horizontais apresenta previsões satisfatórias para refrigerantes halogenados com erros inferiores aos proporcionados pelos modelos homogêneo e de Zivi (1964).

Arcanjo *et al.* (2010) levantou resultados para a velocidade de bolhas alongadas baseado em dados experimentais para os refrigerantes R245fa e R134a no interior de um tubo horizontal com diâmetro de 2,3 mm, temperaturas de saturação de 22 , 31 e 41° C, velocidades mássicas entre 50 a 600 kg/m²s. Os autores, conforme ilustrado na Fig. 2.16, ajustaram seus dados segundo o modelo “drift flux” proposto por Zuber e Findlay (1965), assumindo a velocidade da bolha igual a velocidade do vapor.

Figura 2.16 - Velocidade das bolhas alongadas como função da velocidade superficial da mistura, Arcanjo et al. (2010).

A Fig. 2.17 apresenta uma comparação entre métodos para estimativa da fração de vazio superficial em escoamento horizontal baseados em macrocanais, representados pelo modelo homogêneo e o método de Rouhanni (1969) e um método proposto por Arcanjo *et al.* (2010) baseado em canais de diâmetros reduzidos e ilustrado na Fig. 2.16. Esta comparação tem o objetivo de avaliar se os métodos geralmente aplicados a macro-escala se adéquam a canais reduzidos. Destaca-se a importância de tal avaliação com base no fato da utilização de modelos para fração de vazio na estimativa da componente aceleracional da perda de pressão total. O método de Arcanjo *et al.* (2010) embora permita avaliar a previsão dos métodos existentes, não é indicado para condições experimentais distintas das consideradas em sua elaboração, isto é, escoamento segundo bolhas e bolhas alongadas em tubos com diâmetro próximo a 2,32 mm.

Figura 2.17 - Comparação entre métodos para estimativa de fração de vazio em função da variação do título de vapor para R245fa, $T_{sat} = 31^{\circ}\text{C}$, $D = 2,32\text{ mm}$ e $G = 300\text{ kg/m}^2\text{s}$.

Segundo a Fig. 2.17, o método proposto por Rouhanni (1969) apresenta resultados mais próximos aos proporcionados por Arcanjo *et al.* (2010). Desta forma, o método de Rouhanni (1969) foi adotado neste estudo para a estimativa da queda de pressão aceleracional.

2.4.2 **MODELO DE ZIVI (1964)**

O modelo de Zivi (1964) é um método analítico para previsão de fração de vazio proposto para escoamento anular, assumindo que não haja entranhamento de líquido no núcleo do vapor, ou seja, gotículas dispersas sendo arrastadas pela fase gasosa. O modelo é baseado no princípio da mínima entropia, ou seja, dissipação mínima de energia da mistura bifásica.

Assim, aplicando o princípio da mínima entropia ao escoamento bifásico, temos a taxa de energia de dissipação em relação a fração de vazio, portanto a fração de vazio que minimiza esta dissipação.

Desta forma, temos a energia cinética total dada pela somatória da energia cinética das fases, conforme a seguinte equação:

$$EC = EC_V + EC_L \quad (2.49)$$

onde EC_V e EC_L são denominadas, respectivamente, energia cinética da fase vapor e energia cinética da fase líquida. As velocidades das fases vapor e líquida são apresentadas da seguinte forma:

$$V_V = \frac{Gx}{\rho_V \alpha} \quad (2.50)$$

$$V_L = \frac{G(1-x)}{\rho_L(1-\alpha)} \quad (2.51)$$

A partir das Eq. (2.50) e (2.51) temos que o fluxo de energia cinética é dado pela seguinte equação:

$$EC = \frac{G}{2} [V_V^2 x + V_L^2 (1-x)] \quad (2.52)$$

A fração de vazio encontrada para energia minimizada é dada pela taxa de dissipação em relação a fração de vazio é nula, conforme a seguinte equação:

$$\frac{dEC}{d\alpha} = \frac{G}{2} \left[2V_v \frac{dV_v}{d\alpha} x + 2V_L \frac{dV_L}{d\alpha} (1-x) \right] = 0 \quad (2.53)$$

Avaliando os termos da Eq. (2.53) temos que as taxas de velocidade da fase vapor e líquida em relação a fração de vazio são dadas pelas seguintes equações:

$$\frac{dV_v}{d\alpha} = - \frac{Gx}{\rho_v \alpha^2} \quad (2.54)$$

$$\frac{dV_L}{d\alpha} = \frac{G(1-x)}{\rho_L (1-\alpha)^2} \quad (2.55)$$

Substituído as Eq. (2.50), (2.51), (2.54) e (2.56) na Eq. (2.53) a fração de vazio para a energia minimizada é determinada pela seguinte equação:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{\frac{2}{3}}} \quad (2.56)$$

2.5 PERDA DE PRESSÃO

A perda de pressão total durante um escoamento é dada pela soma das parcelas gravitacional, aceleracional e por atrito, conforme a seguinte equação:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{total} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{grav} + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{acel} + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{atrito} \quad (2.57)$$

A queda de pressão gravitacional está relacionada a diferença de pressão devido a variação da altura vertical do escoamento, tornando-se nula em escoamentos horizontais. Ela é calculada por:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Grav} = [\rho_v \alpha + \rho_L (1-\alpha)] \sin(\theta) g \quad (2.58)$$

onde α é a fração de vazio superficial e θ o ângulo entre o plano axial do tubo e o plano horizontal.

Segundo o modelo das fases separadas a queda de pressão aceleracional, relacionada à variação de energia cinética do escoamento, para o caso de escoamentos bifásicos com mudança de fase em um canal de seção constante, é determinada através da seguinte equação:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{acel} = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_V\alpha} \right]_{sai} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_V\alpha} \right]_{ent} \right\} \quad (2.59)$$

Contribui para a queda de pressão aceleracional o efeito de flashing ou “*flashing effects*” que se torna relevante para canais de diâmetro reduzido. Este aspecto deve ser considerado, pois poderá ser relevante para o cálculo da parcela de queda de pressão aceleracional do escoamento em microcanais, a qual será subtraída da perda de pressão total determinada experimentalmente de forma a obter-se a parcela relacionada apenas a efeitos de atrito. O efeito flashing ocorre devido a redução da pressão do escoamento, implicando em variações significativas do título de vapor e da fração de vazio superficial. Portanto é relevante para estimativa da perda de pressão em microcanais em condições diabáticas ou adiabáticas.

A perda de pressão por atrito é devido a dissipação viscosa do fluido com a superfície interna do tubo e entre as fases. Pela impossibilidade de sua determinação analítica, faz-se necessário o desenvolvimento de métodos de previsão baseados em resultados experimentais. Desta forma, este tem sido o tema de parcela significativa de estudos envolvendo escoamentos bifásicos.

2.5.1 ESTIMATIVA DA PERDA DE PRESSÃO POR ATRITO MONOFÁSICA

A perda de pressão por atrito ao longo de um comprimento L durante escoamento monofásico é calculada segundo a seguinte equação:

$$\Delta p_{atrito} = f \frac{2G^2}{\rho D} \quad (2.60)$$

onde f é o fator de atrito tipo Fanning, cujo valor é função do número de Reynolds que relaciona efeitos inerciais e viscosos. O número de Reynolds também caracteriza o regime de escoamento entre laminar e turbulento, e é definido conforme a seguinte equação:

$$\text{Re} = \frac{GD}{\mu} \quad (2.61)$$

Para escoamentos em tubos de seção circular, a transição entre regime laminar e turbulento é geralmente definida para um número de Reynolds igual a 2300. Para escoamentos laminar, $\text{Re} < 2300$, efeitos viscosos prevalecem sobre os inerciais e o fator de atrito para o escoamento plenamente desenvolvido é dado por:

$$f = \frac{16}{\text{Re}} \quad (2.62)$$

Para regime turbulento plenamente desenvolvido, distintos métodos de previsão foram propostos. Alguns deles quais encontram-se descritos a seguir:

- Correlação de Blasius para tubos lisos e segundo White (1998) para $4000 < \text{Re} < 10^5$:

$$f = \frac{0,079}{\text{Re}^{0,25}} \quad (2.63)$$

- Correlação de Colebrook (1939) apud White (1998), baseado no ajuste de resultados experimentais incluindo o efeito da rugosidade relativa definida pela razão entre a rugosidade da superfície interna da parede do tubo e seu diâmetro interno, esta correlação é indicada segundo White (1998) para $\text{Re} > 4000$ e é dada por:

$$\frac{1}{(f/4)^{\frac{1}{2}}} = -2,0 \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}(f/4)^{\frac{1}{2}}} \right] \quad (2.64)$$

- Correlação de Churchill (1977). Este autor propôs uma correlação para estimativa do fator de atrito válida para regimes laminar e turbulento, que inclui efeito da rugosidade interna do tubo, e é dada pela seguinte equação:

$$f = 2 \left\{ \left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \left[\left(2,457 \log \left(0,27 \varepsilon/d + \left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right) \right)^{16} + \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \right]^{-\frac{3}{2}} \right\}^{\frac{1}{12}} \quad (2.65)$$

2.5.2 ESTIMATIVA DA PERDA DE PRESSÃO POR ATRITO PARA ESCOAMENTOS LÍQUIDO/GÁS

Os modelos homogêneo e das fases separadas são frequentemente utilizados para a determinação da perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico internamente a dutos. O modelo homogêneo assume que a mistura bifásica se comporte como um escoamento monofásico de um pseudo-fluido com propriedades termodinâmicas e de transporte ponderadas através das parcelas de líquido e vapor da mistura. O modelo de fases separadas considera que as duas fases, líquido e vapor, escoam separadamente no tubo e a interação entre elas se dá através da interface. Modelos baseados em multiplicadores bifásicos também são frequentemente encontrados. Estes correlacionam a razão entre as perdas de pressão do escoamento bifásico e do correspondente monofásico através de uma função empírica.

Modelo Homogêneo

A perda de pressão por atrito segundo o modelo homogêneo é dada pela seguinte equação:

$$\Delta p = f_{2\phi} \frac{2G^2}{\rho_{2\phi} D} \quad (2.66)$$

onde $f_{2\phi}$ e $\rho_{2\phi}$ são, respectivamente, o fator de atrito e a densidade da mistura bifásica.

O fator de atrito bifásico turbulento é estimado através da correlação de Blasius apresentada na Eq. 2.63. O fator de atrito bifásico do regime laminar é determinado pela Eq. (2.62). Thome (1998) sugere para a transição entre laminar e turbulento um número de Reynolds igual a 2000. Distintas correlações foram propostas para a viscosidade dinâmica da mistura bifásica relacionando entre as correlações propostas. São apresentadas a seguir algumas destas correlações frequentemente citadas:

- Mc Adams *et al.* (1942)

$$\mu_{2\phi} = \left(\frac{x}{\mu_V} + \frac{1-x}{\mu_L} \right)^{-1} \quad (2.67)$$

- Davidson *et al.* (1943)

$$\mu_{2\phi} = \mu_L \left(1 + x \frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V} \right) \quad (2.68)$$

- Cicchitti *et al.* (1960)

$$\mu_{2\phi} = \mu_V x + \mu_L (1 - x) \quad (2.69)$$

- Owens (1961)

$$\mu_{2\phi} = \mu_L \quad (2.70)$$

- Dukler *et al.* (1964)

$$\mu_{2\phi} = \rho_{2\phi} \left[x \frac{\mu_V}{\rho_V} + (1 - x) \frac{\mu_L}{\rho_L} \right] \quad (2.71)$$

- Beattie e Whalley (1982)

$$\mu_{2\phi} = \mu_L (1 - \alpha_h) (1 + 2,5\alpha_h) + \alpha_h \mu_V \quad (2.72)$$

- Garcia *et al.* (2003)

$$\mu_{2\phi} = \mu_L \frac{\rho_{2\phi}}{\rho_L} \quad (2.73)$$

A densidade da mistura bifásica para o modelo homogêneo é definida da seguinte forma:

$$\rho_{2\phi} = \left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L} \right)^{-1} \quad (2.74)$$

Métodos preditivos baseados em multiplicadores bifásicos

Nestes métodos a perda de pressão do escoamento bifásico é dada pelo produto entre a perda de pressão calculada, assumindo uma das fases escoando isoladamente no tubo, e um fator de correção, denominado multiplicador bifásico.

Lockhart e Martinelli (1949) foram pioneiros ao propôr um método para estimativa de perda de pressão baseado em multiplicadores bifásicos. Eles definiram os multiplicadores bifásicos da seguinte forma:

$$\Phi_V^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{2\Phi}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_V} \quad (2.75)$$

$$\Phi_L^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{2\Phi}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_L} \quad (2.76)$$

Nas equações acima Φ^2 é o multiplicador bifásico, $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{2\Phi}$ o gradiente da perda de pressão para o escoamento bifásico, $\left(\frac{dp}{dz}\right)_L$ e $\left(\frac{dp}{dz}\right)_V$ são as perdas de pressão para o escoamento apenas das parcelas da mistura de líquido e vapor, respectivamente, escoando em um tubo com diâmetro similar, conforme apresentadas a seguir:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_V = f_V \frac{2G^2 x^2}{\rho_V D} \quad (2.77)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_L = f_L \frac{2G^2 (1-x^2)}{\rho_L D} \quad (2.78)$$

Os fatores de atrito, f_V e f_L , correspondentes as fases escoando isoladamente e são calculados segundo Blasius, de acordo com a Eq. (2.63).

No método de Lockhart e Martinelli (1949) modificado por Chisholm (1967) os multiplicadores bifásicos são dados pelas seguintes equações:

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2}, \text{ para } Re_L < 4000 \quad (2.79)$$

$$\Phi_V^2 = 1 + CX_{tt} + X_{tt}^2, \text{ para } Re_L > 4000 \quad (2.80)$$

onde X_{tt} é denominado de parâmetro de Martinelli baseado nas propriedades de transporte das fases líquida e vapor e do título de vapor, conforme a seguinte equação:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0,1} \quad (2.81)$$

Os valores para o parâmetro C foram ajustados experimentalmente por Chisholm (1967) e dependem do regime de escoamento de cada fase conforme indicado na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 Valores para o parâmetro C proposto por Chisholm (1967) apud Thome (2008).

Líquido	Gás	C
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Com o objetivo de prever a perda de pressão em canais de dimensões reduzidas Mishima e Hibiki (1996) correlacionaram o parâmetro C proposto por Chisholm como uma função do diâmetro do canal utilizando resultados experimentais para diâmetros entre 1 e 4 mm, escoamento água/ar em canais circulares verticais, velocidade mássica entre 71 e 2374 kg/m²s, para condições adiabáticas. Esta correlação está apresentada a seguir:

$$C = 21 \left(1 - e^{-0,319 D_i} \right) \quad (2.82)$$

onde D_i corresponde ao diâmetro hidráulico do canal em milímetros. O método avaliado por Mishima e Hibiki (1996), segundo eles, mostrou-se satisfatório para estimativa de perda de pressão para tubos com diâmetros variando entre 0,2 e 25 mm e distintos fluidos.

Friedel (1979) propôs uma correlação empírica baseada em multiplicadores bifásicos. O autor utilizou uma ampla base de dados composta de 25 000 dados experimentais incluindo resultados para escoamentos horizontais e verticais. Friedel (1979) correlacionou o multiplicador bifásico conforme as seguintes equações:

$$\Phi_L^2 = C_{F1} + \frac{3,24C_{F2}}{Fr^{0,045}We^{0,035}} \quad (2.83)$$

$$C_{F1} = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right) \frac{f_{V0}}{f_{L0}} \quad (2.84)$$

$$C_{F2} = x^{0,78}(1-x)^{0,24} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0,7} \quad (2.85)$$

onde C_{F2} é um parâmetro de Martinelli modificado.

$$\rho_{2\Phi} = \left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L} \right)^{-1} \quad (2.86)$$

Friedel (1979) incluiu em seu método o número de Froude, Fr , definido pela razão entre os efeitos inerciais e efeitos gravitacionais e de Weber, We , definido pela razão entre efeitos inerciais e os efeitos de tensão superficial. Os números adimensionais de Froude e Weber são apresentados conforme as equações a seguir:

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho_{2\Phi}^2} \quad (2.87)$$

$$We = \frac{G^2 D}{\rho_{2\Phi} \sigma} \quad (2.88)$$

Tran et al. (2000) desenvolveram uma correlação empírica para perda de pressão por atrito para diâmetros reduzidos baseada em multiplicadores bifásicos. Eles utilizaram para o ajuste desta correlação resultados próprios com refrigerantes halogenados, canais de aço-inoxidável e latão com diâmetros de 2,4 e 2,92 mm, geometria circular e retangular, escoamentos horizontais, velocidade mássica entre 33 e 832 kg/m²s, comprimento efetivo de 881, 914 e 412 mm, título de vapor variando entre 0,1 e 0,9 e fluxo de calor entre 2,2 e 90,8 kW/m². Este método é dado pelas seguintes equações:

$$\Phi_L^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1) \left[Cox^{0,875} (1-x)^{0,875} + x^{1,75} \right] \quad (2.89)$$

$$\Gamma^2 = C \frac{(dp/dz)_v}{(dp/dz)_L} \quad (2.90)$$

Na equação acima Co é o número de confinamento utilizado por Kew e Cornwell (1997) para caracterizar a transição entre micro e macro-escala sendo dado pela Eq. 2.17. Eles incluíram este adimensional neste método com o intuito de capturar efeitos de tensão superficial relevante para canais de diâmetro reduzido. Através da regressão de seus dados experimentais Tran et al. (2000) ajustaram um valor de 4,3 para o parâmetro C.

Métodos preditivos estritamente empírico

Müller – Steinhagen e Heck (1986) propuseram um método estritamente empírico para a previsão do gradiente de pressão por atrito através de interpolações baseadas em dados experimentais entre a perda de pressão para os escoamentos monofásicos das fases de líquido e vapor. A base de dados utilizada é composta por 9300 dados experimentais. Seu método é dado pelas seguintes equações:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{atrito}} = H(1-x)^{\frac{1}{3}} + Bx^3 \quad (2.91)$$

onde H é definida pela seguinte equação :

$$H = A + 2(B-A)x \quad (2.92)$$

$$A = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{L0} \quad (2.93)$$

$$B = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{V0} \quad (2.94)$$

Métodos preditivos baseados em análises fenomenológicas

Cioncolini *et al.* (2009) desenvolveram um método de previsão de perda de pressão por atrito para o escoamento anular em condições de macro e micro-escala. Os autores propuseram este método baseado na análise II de Buckingham.

Em escoamento monofásico turbulento no interior de um tubo liso, a tensão de cisalhamento na parede τ_p , depende da densidade ρ , viscosidade μ , velocidade média V e do diâmetro do tubo D . Como já conhecido, a aplicação da análise dimensional relaciona o fator de atrito tipo Fanning com o número de Reynolds, conforme a seguinte equação:

$$f = \frac{\tau_p}{\frac{1}{2}\rho V^2} = f\left(\frac{\rho VD}{\mu}\right) \quad (2.95)$$

Segundo Cioncolini *et al.* (2009), esta aproximação pode ser estendida para o escoamento anular, assumindo que a pressão é constante em cada seção transversal. Assim a perda de pressão no filme líquido é igual ao do núcleo de vapor (core) e desta forma Cioncolini *et al.* (2009) ajustou a Eq. (2.95) para o núcleo de vapor de escoamentos segundo anular. A equação é apresentada da seguinte forma:

$$f_{2\phi} = \frac{\tau_p}{\frac{1}{2}\rho_n V_n^2} \quad (2.96)$$

As velocidades médias do filme líquido e das gotículas arrastadas no núcleo de vapor foram calculadas através das equações a seguir:

$$V_L = \frac{(1-e)(1-x)\dot{m}}{\pi\rho_L t(D-t)} \quad (2.97)$$

$$V_n = \frac{4[x+e(1-x)]\dot{m}}{\pi\rho_n D_n^2} \quad (2.98)$$

onde x é título de vapor, $\dot{m}$ é vazão mássica total, “ e ” é a fração de líquido em formato de gotículas arrastadas em meio do núcleo de vapor, estimada através da correlação de Oliemans *et al.* (1986) dada pela seguinte equação:

$$\frac{e}{1-e} = 10^{b_0} \rho_L^{b_1} \rho_V^{b_2} \mu_L^{b_3} \mu_V^{b_4} \sigma^{b_5} D^{b_6} J_L^{b_7} J_G^{b_8} g^{b_9} \quad (2.99)$$

onde os expoentes são dados conforme a Tabela 2.2 a seguir.

$$J_L = \frac{(1-x)G}{\rho_L} \quad (2.100)$$

$$J_V = \frac{xG}{\rho_V} \quad (2.101)$$

onde J_L e J_V são, respectivamente, a velocidade superficial do líquido e do vapor. O número de Reynolds do filme líquido, Re_{if} , é dado pela seguinte equação:

$$Re_{if} = (1-e)(1-x) \frac{GD}{\mu_L} \quad (2.102)$$

Tabela 2.2 - Parâmetros para correlação de Oliemans *et al.* (1986)

Re_{if}	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	b_8	b_9
Todos valores	-2,52	1,08	0,18	0,27	0,28	-1,80	1,72	0,70	1,44	0,46

A média da espessura do filme líquido, t , é estimada numericamente integrando a equação da conservação da massa para o filme líquido. Uma vez estimada a espessura do filme líquido t , o diâmetro do núcleo de vapor é dado por:

$$D_n = D - 2t \quad (2.103)$$

A fração de vazio superficial, ε , é estimada a partir da correlação de Woldesesemyat and Ghajar (2007), dada pela seguinte equação:

$$\alpha = \frac{J_V}{\left\{ J_V \left[1 + \left(\frac{J_L}{J_V} \right)^{\left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.1}} \right] + 2,9 \left[\frac{gD\sigma(1+\cos\theta)(\rho_L - \rho_V)}{\rho_L^2} \right]^{0.25} (1,22 + 1,22 \sin\theta)^{\frac{P_{atm}}{P}} \right\}} \quad (2.104)$$

onde P_{atm} é a pressão atmosférica, θ é o ângulo do escoamento e P é a pressão do sistema.

A densidade ρ_n e a viscosidade μ_n correspondentes ao núcleo de vapor e as gotículas líquidas arrastadas em seu meio são calculadas conforme as seguintes equações:

$$\rho_n = (1 - \alpha_n)\rho_L + \alpha_n\rho_V \quad (2.105)$$

$$\mu_n = (1 - \alpha_n)\mu_L + \alpha_n\mu_V \quad (2.106)$$

onde α_n é a fração de vazio das gotículas líquidas arrastadas em meio ao núcleo de vapor dada pelas seguintes equações:

$$\alpha_n = \frac{\alpha}{\alpha + \gamma(1 - \alpha)} \quad (2.107)$$

$$\gamma = e \frac{\alpha}{(1 - \alpha)} \frac{1 - x}{x} \frac{\rho_V}{\rho_L} \quad (2.108)$$

Assim, o fator de atrito tipo Fanning para escoamento bifásico com padrão anular pode ser relacionado com 6 adimensionais, conforme apresentado a seguir:

$$f_{2\phi} = \left(\frac{\rho_L}{\rho_n}, \frac{\mu_L}{\mu_n}, \text{Re}_L, \text{Re}_n, \text{We}_n, \frac{t}{D_n} \right) \quad (2.109)$$

Cioncolini *et al.* (2009) apresentaram duas correlações utilizando os adimensionais apresentados. A correlação para canais de macro-escala foi desenvolvida com base no banco de dados experimentais de seu estudo, onde os autores encontraram o adimensional We_n , suficiente para inclusão na correlação.

Segundo os autores, os demais adimensionais não contribuíram significativamente para melhora das previsões da correlação, portanto a perda de pressão por atrito em canais convencionais é função apenas do número de Weber incluindo o efeito das gotículas de líquido arrastadas em meio ao núcleo de vapor We_n . A correlação final é dada pelas seguintes equações:

$$f_{2\phi} = 0,172 \text{We}_n^{-0,372} \quad (2.110)$$

$$\text{We}_n = \frac{G_n D_n}{\rho_n \sigma} \quad (2.111)$$

$$G_n = \frac{4 [x + e(1-x)] \dot{m}}{\pi D_n^2} \quad (2.112)$$

$$D_n \approx D \sqrt{\alpha + \gamma - \alpha\gamma} \quad (2.113)$$

onde G_n e D_n são, respectivamente, a velocidade mássica e o diâmetro do núcleo de vapor (core) incluindo gotículas e vapor.

A partir da correlação proposta para previsão da perda de pressão por atrito para canais convencionais, buscou-se aperfeiçoar a correlação que estendesse a canais de micro-escala, acrescentando o número de Reynolds relacionado ao filme líquido, Re_L , que captura os efeitos das ondulações no filme líquido.

A correlação da previsão de perda de pressão por atrito para canais de reduzido diâmetro é dada pelas seguintes equações:

$$f_{2\phi,\mu} = 0,0196 We_n^{-0,372} Re_L^{0,318} \quad (2.114)$$

$$Re_L = (1-e)(1-x) \frac{GD}{\mu_L} \quad (2.115)$$

3 ESTUDOS DA LITERATURA SOBRE MÉTODOS DE PREVISÃO DE PERDA DE PRESSÃO EM MICROCANAIS

Este capítulo descreve e analisa criticamente estudos da literatura sobre perda de pressão por atrito em canais de diâmetro reduzido. Resultados disponíveis na literatura de comparações entre resultados experimentais e métodos de previsão são também apresentados e discutidos.

A Tabela 3.1 apresenta um resumo de estudos disponíveis na literatura tratando de levantamentos experimentais da perda de pressão durante escoamento bifásico para canais de diâmetro reduzido, ensaiados sob condições adiabáticas e diabáticas para diferentes fluidos em escoamentos verticais e horizontais. De uma maneira geral, conforme já reportado por Ribatski (2012), os resultados experimentais da perda de pressão por atrito durante o escoamento bifásico em um único canal de diâmetro reduzido, apresentam tendências similares às observadas para perda de pressão em canais convencionais, isto é, seu valor se eleva com o decréscimo da dimensão característica do canal, da temperatura de saturação e com o incremento da velocidade mássica. Além disso, apresentam valores superiores para o caso de refrigerantes com maior volume específico da fase vapor. No caso do título de vapor, a perda de pressão por atrito inicialmente se eleva com o aumento do título e passa por um máximo em títulos de vapor elevados, que a partir deste valor decresce. Entretanto, vale ressaltar que embora as tendências apresentadas sejam similares, os resultados não coincidem e discrepâncias se verificam quando resultados de autores distintos são comparados. No caso de multicanais, conforme apontado por Yan e Kim (2003), a perda de pressão apresenta influência da distribuição do fluido no dissipador de calor e a presença de instabilidades no escoamento tendem a incrementar a perda de pressão. Desta maneira, devido a distinção de mecanismos envolvidos neste ítem, foram considerados apenas estudos para um único canal, que se trata do foco do presente estudo.

A Tabela 3.1 enumera para cada estudo as características do fluido operante, geometria da seção transversal do canal, diâmetro hidráulico, material da seção de teste, temperatura de saturação, orientação do escoamento, velocidade mássica, comprimento efetivo da seção de teste para o cálculo do gradiente de perda de pressão, título de vapor, rugosidade da superfície interna do canal, fluxo de calor, número de dados e gradiente de perda de pressão por atrito máximo apresentado.

A indicação de instabilidades na Tabela 3.1, visa reportar o cuidado dos autores em relação a presença de instabilidades térmicas, fenômeno que pode justificar diferenças entre autores. Entretanto a maioria dos trabalhos não mencionam tanto presença como a inexistência de instabilidades. Cuidados em relação a este aspecto foram tomados por Felcar e Ribatski (2008), Consolini *et al.* (2007), Da Silva *et al.* (2011), Ribastki (2012). Alguns estudos, conforme Revellin e Thome (2007c), Tibiriçá *et al.* (2011), Tibiriçá e Ribatski (2011) e Da Silva *et al.* (2011), indicam a utilização de uma válvula de agulha à montante da seção de teste com objetivo de minimizar essas instabilidades antenuando oscilações no escoamento.

3.1 DESCRIÇÃO DOS ESTUDOS DA LITERATURA

Os estudos listados na Tabela 3.1 envolvem o levantamento de 5468 dados experimentais, cobrindo 15 fluidos distintos, velocidades mássicas de 22 a 8582 kg/m²s e gradiente de perda de pressão de até 1350 kPa/m. Entre os estudos apresentados, 77% envolveu canais de seção transversal circular, 21% de seção transversal retangular e 2% de seção transversal triangular.

Thome (2004) reportou que seções transversais circulares são normalmente encontradas em aplicações envolvendo canais convencionais enquanto geometrias não-circulares são utilizadas em microcanais. Porém, podemos notar que esta afirmativa é válida, no caso de dissipadores constituídos de multicanais, devido principalmente a facilidade de fabricação. No caso de estudos realizados para um único canal envolvendo diâmetros reduzidos, grande parcela envolve canais com seções circulares.

Tabela 3.1 - Estudos envolvendo perda de pressão em ebulição convectiva em microcanais.

Autores	Fluido/geometria do canal	D_H (mm)/Material do canal	Orientação/ T_{sat} (°C)	Condição de operação/ Rt (μm)	G[kg/m²s]/ Ra (μm)	L_{efetivo} (mm)	p [kPa]/ Δp (kPa/m)	x [-] / q (kW/m²)	Nº dados/ Instabilidade
Lin <i>et al.</i> (1991)	R12/ circular	0,66;1,17/ Cobre	Horizontal/17- 53	Adiabático/ 2,0; 3,5	1440-5090/---	150	630-1320/ 200-730	0-0,36/----	238/---
Mishima e Hibiki (1996)	Água-ar/circular	1-4/ alumínio; vidro	Vertical/---	Adiabático/---	71-2374/---	210-1000	---	---	---
Tipplet <i>et al.</i> (1999)	Ar+água/circular; semi-triangular	1,1; 1,45/ vidro /1,09; 1,49/---	Horizontal/---	Adiabático/---	43-6000/---	200;195;192;193	-----/0-186,2	---	215/---
Tran <i>et al.</i> (2000)	R134a; R12; R113/ retangular; circular	2,40; 2,46; 2,92/ aço-inoxidavel; latão	Horizontal/---	Diabático/---	33-832/---	881; 914; 412	138-856/0-50	0,1-0,9/ 2,2- 90,8	610/---
Chen <i>et al.</i> (2001)	Água+ar/circular	1,02-7,02/---	Horizontal/---	Adiabático/---	50-3000/---	150; 995	---/1,3-13	0-0,9/---	720/---
	R410A/circular	3,17/---	Horizontal/5; 25	Adiabático/---	50-600/---	700	---	---	166/---
Zhang e Webb (2001)	R134a; R22; R404A/circular	3,25/aluminio	Horizontal/20- 65	Adiabático/---	400-1000/---	914	386-385/0-48	0,2-0,88/-----	61/---
Lee e Lee (2001)	Ar+água/retangular	0,78-6,67/acrílico	Horizontal/---	Adiabático/---	72-2050/---	---	---	---	39/---

Autores	Fluido/geometria do canal	D_H (mm)/Material do canal	Orientação/ T_{sat} (°C)	Condição de operação/ Rt (μm)	G[kg/m²s]/ Ra (μm)	L_{efetivo} (mm)	p[kPa]/ Δp (kPa/m)	x [-] / q (kW/m²)	Nº dados/ Instabilidade
Kawahara <i>et al.</i> (2002)	N ₂ +água/circular	0,1/silício	Horizontal/---	Adiabático/---	238-3983/---	64,5	---/0-150	---	82/---
Wang <i>et al.</i> (2003)	CO ₂ / circular	0,7;1;2/---	Horizontal/15	Diabático/---	360-1440/---	---	---	0,1-0,9/9-36	---
Wen e Kenning (2004)	Água / retangular	1,33/aço inoxidável e vidro	Vertical/---	Diabático/---	57-211/---	---	---	---/25-105	36/---
Chung e Kawaji (2004)	Água+N ₂ /circular	0,53/ silício+poliamida	Horizontal/ 22,9;29,9	Adiabático/---	22-3575/---	46-277	---	---	---
Sobierska <i>et al.</i> (2006)	Água/ retangular	1,2/ ---	Vertical	Diabático/--	50-1000/ 1	330	---/0-121	0-0,2 / 100	---
Pehlivan <i>et al</i> (2006)	Água+ar/ circular	0,8; 1; 3/ vidro borossilicato	Horizontal/--	Adiabático/---	236-2252/---	200	---	---	130/---
Revellin e Thome (2007c)	R134a; R245fa/ circular	0,509; 0,709/ aço inoxidável	Horizontal/ 26; 30; 35	Adiabático/---	200-2000/---	110	210; 690; 770; 890 / 100-1350	0-0,95/ (3,1- 415	2210/ apresentou

Autores	Fluido/geometria do canal	D_H (mm)/Material do canal	Orientação/ T_{sat} (°C)	Condição de operação/ Rt (μm)	G[kg/m²s]/ Ra (μm)	L_{efetivo} (mm)	P(kPa)/ Δp (kPa/m)	x [-] / q (kW/m²)	Nº dados/ Instabilidade
Field e Hrnjak (2007)	R134a, R410a, propano(R290), amônia (R717)/ retangular	0,148/ alumínio	Horizontal/---	Adiabático/---	290-590/--	---	0-40	0-0,98/---	146/---
Choi <i>et al</i> (2008)	R410A/ circular	1,5; 3 / aço inoxidável	Horizontal/ 10	Diabático/---	300-600/---	1500; 3000	1070- 1329/3,19- 33,33	0,1-0,8/10-40	55/---
Saisorn e Wongwises (2008)	Água+ar/ circular	0,15; 0,53/ silício	Horizontal/---	Adiabático/---	---	104; 320	---/720	---	---
Choi <i>et al.</i> (2009)	C ₃ H ₈ / circular	1,5; 3 / aço inoxidável	Horizontal/ 0;5;10	Diabático/---	50-400/---	1000; 2000	---/2-19	0-1/ 5-20	13/---
Dutkowski (2010)	Água + ar/ circular	1,05-2,3/ aço inoxidável	Horizontal/10- 30	Adiabático/---	170-7350/---	300	--/0-590	0,0003-0,22/-- -	331/---
Hamdar <i>et al.</i> (2010)	HFC-152a/ retangular	1/ alumínio	Horizontal/ ---	Diabático/---	200-600/---	381	---/20-160	0-0,8/10-60	39/---
Ali <i>et al.</i> (2011)	R134a; R245fa/ circular	0,781/ silício	Horizontal/25; 30; 35; 40	Diabático/	100-650	191	---/15-810	0,1/6-60	---

Autores	Fluido/geometria do canal	D_H (mm)/Material do canal	Orientação/ T_{sat} (°C)	Condição de operação/ Rt (μm)	G[kg/m²s]/ Ra (μm)	L_{efetivo} (mm)	p[kPa]/ Δp (kPa/m)	x [-] / q (kW/m²)	Nº dados/ Instabilidade
Tibiriçá et al. (2011)	R134a/circular	2,32/ aço inoxidável	Horizontal/ 31	Diabático/---	100-600	464	---/0-38	0,05-0,9/10- 55	26/---
Ducoulombier et al. (2011)	CO ₂ / circular	0,529/ aço inoxidável	Horizontal/ -10; -5; 0; 5	Adiabático/ 0,8-1,6	200-1400	1690	---	0-1/---	292/--
Tibiríçá e Ribatski (2011)	R245fa/ circular	2,32/ aço inoxidável	Horizontal/ 31; 41	Adiabático/---	100-700/ 0,33	464	---/1-70	0,1-0,99/0-55	27/--
Da Silva et al. (2011)	R245fa/ circular	1,1/ aço inoxidável	Horizontal/ 31; 41	Adiabático/ 0,375	100-700/ 3,81	143	---/20-160	0,05-0,98/0- 95	32/---
Choi <i>et al.</i> (2011)	C ₃ H ₈ ; NH ₃ ;CO ₂ / circular	1,5; 3/ aço inoxidável	Horizontal/0-10	Diabático/---	50-600/---	2000	---/0-55	0-1/5-70	---

Aproximadamente 93% dos estudos listados na Tabela 3.1 foram para escoamentos horizontais e 70% dos resultados com ensaios sob condições adiabáticas, sendo a maioria realizada para refrigerantes halogenados e água - ar. Ressalta-se que no caso de ensaios para misturas água-ar e água-N₂, correspondendo a 35% dos estudos da Tabela 3.1, o padrão de escoamento e, conseqüentemente, a perda de pressão são influenciados pela forma com a qual a mistura é constituída, de forma que a injeção do ar lateral favorece padrões intermitentes, enquanto no centro favorece escoamento anulares.

Verifica-se também na tabela 3.1 que ensaios foram realizados para diâmetros de até 7 mm, no entanto um número reduzido de autores forneceu a rugosidade relativa da superfície ensaiada. Lin *et al.* (1991), Felcar *et al.* (2007) e Tibiriçá e Ribatski (2011) ressaltam a importância da caracterização da rugosidade da superfície interna do tubo para estimativa da perda de pressão por atrito, podendo ser este um dos fatores relacionados a discrepância dos resultados de distintos autores. Com a redução do diâmetro hidráulico, as escalas de grandezas do diâmetro e da dimensão característica da rugosidade se aproximam, ressaltando o efeito deste parâmetro.

A Fig. 3.1 apresenta uma comparação entre os fatores de atrito calculados pela correlação de Churchill (1977) que considera a rugosidade interna do tubo e pela correlação de Blasius para tubo liso. Observamos que o fator de atrito calculado pela correlação de Churchill (1977) melhor se aproxima dos resultados experimentais para escoamento monofásico de Lin *et al.* (1991).

Figura 3.1 - Comparação entre os fatores de atrito calculados pelas correlações de Churchill e de Blasius e resultados experimentais, Lin *et al.* (1991).

A perda de pressão por atrito durante o escoamento bifásico no interior de canais de diâmetro reduzido tem sido estimada através de propostas a partir de correlações desenvolvidas com base em bancos de dados restritos ou a partir de correlações para macrocanais. Tal cenário favorece a discrepâncias entre resultados experimentais independentes e correlações devido os efeitos que se tornam relevantes para o escoamento em micro-escala que são desprezíveis ou não se verificam no caso de macro-escala. Portanto diversos autores têm levantado dados experimentais buscando a avaliação de correlações existentes e adaptando-as para condições de micro-escala.

Kawahara *et al.* (2002) apontam a correlação de Lee e Lee (2001), baseada no ajuste do parâmetro C do modelo de Lockhart – Martinelli (1949), adequada para a previsão da perda de pressão por atrito para os resultados experimentais levantados pelos autores.

Ribatski *et al.* (2006) levantaram um banco de dados da literatura composto por 913 dados sobre perda de pressão por atrito, que entre estes estão inclusos Lin *et al.* (1991), Tripplet *et al.* (1999), Tran *et al.* (2000) e Zhang e Webb (2001) citados na Tabela 3.1. Na comparação destes resultados experimentais com os resultados estimados por 12 métodos de previsão, desenvolvidos com base diâmetros de macro e micro escala, os autores apontaram que o método proposto por Müller – Steinhagen e Heck (1986) apresentou melhores resultados para previsão dos resultados experimentais e obteve estatisticamente cerca de 31,3% de erro médio absoluto e 53,1% dos resultados com erros inferiores a 30%. Além disso, entre os métodos preditivos da perda de pressão por atrito avaliados por Revellin e Thome (2007c), Sun e Mishima (2009), Ducoulombier *et al.* (2011) e Kim e Mudawar (2012). Exceto por Sun e Mishima (2009), nestes estudos foram comparados resultados próprios levantados segundo as condições indicadas na Tabela 3.1. No caso de Ducoulombier *et al.* (2011), o método de Müller – Steinhagen e Heck (1986) previram 75% dos resultados com erros inferiores a 20%.

Sun e Mishima (2009) basearam sua comparação em um banco de dados contendo 18 estudos independentes envolvendo 2092 dados experimentais abrangendo canais com diâmetro de 0,506 mm a 12 mm e os seguintes fluidos R123, R134a, R22, R236ea, R245fa, R404a, R407C, R410a, R507, CO₂, e água e ar. Os autores compararam os resultados experimentais levantados com 11 modelos preditivos da perda de pressão por atrito disponíveis na literatura. De acordo com os autores, os modelos de Friedel (1979) e Zhang e Webb (2001) são inadequados para a estimativa da perda de pressão utilizando água e ar como fluidos, porém apresentam resultados razoáveis utilizando fluidos refrigerantes.

Posteriormente, Felcar e Ribatski (2008) apresentaram um estudo comparativo envolvendo 17 métodos de previsão da perda de pressão por atrito e um banco de dados baseado em 17 estudos independentes composto por 1892 dados experimentais cobrindo 13 fluidos, seções circulares, retangulares e triangulares, diâmetros hidráulicos entre 0,1 e 6,25 mm, escoamentos horizontais e verticais e velocidades mássicas entre 21 e 6000 kg/m²s.

Entre os métodos preditivos avaliados por Felcar e Ribatski (2008), o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica bifásica proposta por Cicchitti *et al.* (1960) apresentou resultados superiores ao demais. A correlação de Müller – Steinhagen e Heck (1986) foi o segundo a apresentar melhores previsões. Este método também foi indicado como o segundo mais preciso por Cioncolini *et al.* (2009).

A Fig. 3.2 apresenta a comparação realizada por Felcar e Ribatski (2008) entre as bases de dados levantadas pelos autores e o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica dada por Cicchitti *et al.* (1960). Segundo esta figura, apesar do modelo homogêneo apresentar resultados mais próximos aos experimentais, verifica-se que o método falha para maioria das bases de dados comparadas.

Figura 3.2 – Comparação entre resultados experimentais da literatura e a previsão da perda de pressão por atrito estimada pelo modelo homogêneo com viscosidade dinâmica dada por Cicchitti (1960) realizada por Felcar e Ribatski (2008).

O modelo homogêneo com a viscosidade dinâmica da mistura bifásica dada por Cicchitti *et al.* (1960) também foi indicado como o mais adequado para a previsão da perda de

pressão por atrito por Tripplet *et al.* (1999). Ali *et al.* (2011), Dutkowski (2010). No caso de Cioncolini *et al.* (2009), embora estes autores tenham classificado o modelo homogêneo como o terceiro melhor método com base no erro médio absoluto, este apresentou uma parcela de 72% dos dados com erro inferior a 30%, enquanto Müller-Steinhagen e Heck (1986), classificado em segundo, apresentou apenas 67%.

Pehlivan *et al.* (2006) compararam o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica proposta por Mc Adam *et al.* (1942), modelo de Friedel (1979) e o modelo de Lockhart e Martinelli (1949) utilizando o parâmetro C correlacionado por Chisholm (1967) com seus resultados experimentais para canais com diâmetro interno de 0,8 e 1 mm. Os autores observaram que o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica proposta por Mc Adam *et al.* (1942) e o modelo de Lockhart e Martinelli (1949) utilizando parâmetro C de Chisholm (1967) apresentaram melhores resultados, porém segundo os autores, a precisão do modelo homogêneo decresce com a redução do diâmetro do canal. Da Silva *et al.* (2011) também indicaram na comparação estatística de seus resultados experimentais com 5 métodos de previsão da perda de pressão disponíveis na literatura, o método de Lockhart e Martinelli (1949) utilizando o parâmetro C de Chisholm (1967), com melhores resultados estimados em relação aos resultados experimentais.

Choi *et al.* (2008) compararam os resultados experimentais para o fluido R410a levantados pelos autores com 15 métodos de previsão e verificaram que o modelo homogêneo com viscosidades dinâmicas bifásicas propostas por Beattie and Whalley (1982), McAdams (1954), Cicchitti *et al.* (1960), e Dukler *et al.* (1964) obtiveram melhores previsões para perda de pressão por atrito, porém apresentaram um elevado desvio padrão quanto aos resultados dos gradientes pressão superiores. As correlações apresentadas por Chen *et al.* (2001), Zhang and Webb (2001), Friedel (1979), Chang *et al.* (2000), and Kawahara *et al.* (2002) mostraram-se razoáveis e as correlações de Mishima and Hibiki (1996), Chisholm (1983), Tran *et al.* (2000), and Lockhart and Martinelli (1949) falharam na previsão destes resultados experimentais.

Cioncolini *et al.* (2009) compararam 24 correlações para estimativa da perda de pressão por atrito com um extenso banco de dados experimentais de 3908 pontos de estudos experimentais disponíveis na literatura, abrangendo 22 diâmetros de tubos entre 0,517 mm e 31,7 mm e 8 combinações de fluidos gás-líquidos distintos. A correlação de Lombardi (1992) apresentou melhores estimativas para perda de pressão por atrito em macrocanais entre as

demais correlações, com 15,9% de erro médio absoluto e 90% dos resultados experimentais com erros inferiores a 30%. Para a estimativa da perda de pressão por atrito em microcanais, verificou-se que a correlação de Lombardi (1992) obteve melhores previsões, com 18,2% de erro médio absoluto e 90% dos resultados experimentais com erros inferiores a 30%. Tibiriçá *et al.* (2011) compararam seus resultados experimentais com 13 métodos de previsão da perda de pressão por atrito desenvolvidos para macrocanais e microcanais. O modelo de Cioncolini *et al.* (2009) desenvolvido para microcanais apresentou os melhores resultados para previsão da perda de pressão por atrito na comparação estatística, resultando 14% de erro médio absoluto e 95% dos resultados experimentais com erros inferiores a 30%.

Tibiriçá e Ribatski (2011) compararam seus resultados com o modelo homogêneo de viscosidade dinâmica bifásica proposta por Cicchitti *et al.* (1960), a correlação de Müller–Steinhagen e Heck (1986), o método de Cioncolini *et al.* (2009), Sun e Mishima (2009) e Lockhart e Martinelli (1949) utilizando o parâmetro C de Chishom (1967). Cioncolini *et al.* (2009) apresentou os melhores resultados na comparação estatística para previsão da perda de pressão por atrito, obtendo 16,6 % de erro médio absoluto e 88% dos resultados experimentais com erros inferiores a 30%. Em sequência, o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica de Cicchitti *et al.* (1960) apresentou melhores estimativas, seguido pela correlação de Müller–Steinhagen e Heck (1986).

Tabela 3.2 – Comparação entre os métodos de previsão da perda de pressão por atrito que resultaram melhores previsões entre estudos experimentais da literatura.

	Métodos de previsão de perda de pressão por atrito					
	Modelo Homogêneo	Müller – Steinhagen e Heck (1986)	Lockhart e Martinelli (1949) – parâmetro C de Chisholm	Lockhart e Martinelli (1949) – parâmetro C de Lee e Lee	Lombardi (1992)	Cioncolini <i>et al.</i> (2009)
Estudos Experimentais						
Tripplet <i>et al.</i> (1999)	X					
Kawahara <i>et al.</i> (2002)				X		
Pehlivan <i>et al.</i> (2006)	X		X			
Choi <i>et al.</i> (2008)	X					
Felcar e Ribatski (2008)	X					
Sun e Mishima (2009)		X				
Cioncolini <i>et al.</i> (2009)					X	
Ali <i>et al.</i> (2011)	X					
Tibiriçá <i>et al.</i> (2011)						X
Ducoulombier <i>et al.</i> (2011)		X				
Tibiriçá e Ribatski (2011)						X
Da Silva <i>et al.</i> (2011)			X			
Kim e Mudawar (2012)		X				

3.2 CONCLUSÕES

Através dos estudos apresentados, podemos concluir que o modelo homogêneo utilizando viscosidade dinâmica de Cicchitti *et al.* (1960) e a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) são apontados por distintos autores com os melhores resultados para estimativa da perda de pressão por atrito para canais de diâmetro reduzido durante escoamento bifásico. Apesar destes modelos apresentarem os melhores resultados, os métodos são falhos para maioria das bases de dados independentes, como indicado por Felcar e Ribatski (2008).

O modelo homogêneo foi desenvolvido baseado na condição de não-escorregamento entre as fases líquida e vapor, que em princípio deveria apresentar melhores estimativas para escoamentos bifásicos caracterizados por distribuição uniforme das fases, como os padrões de escoamento em bolhas e padrões de escoamento em névoa e piores estimativas para padrões de escoamento onde as fases de líquido e vapor se encontram segregadas como ocorre no padrão de escoamento anular. Todavia, ele obteve resultados razoáveis para o padrão de escoamento anular, visto que parcela superior dos dados encontram-se neste padrão. Isto indica que a viscosidade dinâmica bifásica foi propriamente definida para adaptar o modelo homogêneo para condições aplicáveis.

4 DESCRIÇÕES DO APARATO E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo descreve inicialmente a bancada experimental utilizada para o desenvolvimento deste estudo. Ela está localizada no Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP) e encontra-se ilustrada na Fig. 4.1. Esta bancada foi projetada e construída com o intuito de estudar a ebulição convectiva de refrigerantes halogenados no interior de canais de diâmetros reduzidos. Neste capítulo também são descritos os procedimentos experimentais e de regressão de dados utilizados. Resultados para perda de pressão durante escoamento monofásico com o objetivo de validar o aparato e o procedimento experimental e conseqüentemente os dados experimentais são também descrito. Finalmente são apresentadas as incertezas dos dados medidos e estimados.

Figura 4.1 – Bancada experimental utilizada para os ensaios de perda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos.

4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

4.1.1 CIRCUITOS

O aparato experimental é composto pelo circuito principal, também denominado de circuito de testes, e pelo circuito auxiliar.

O circuito principal, encontra-se esquematicamente ilustrado na Fig. 4.2, onde circula fluido de testes em circuito fechado. Ele é composto basicamente por micro-bomba, medidor de vazão do tipo Coriolis, condensador, tanque reservatório do fluido refrigerante e pelas seções de pré-aquecimento, testes e de visualização,

Figura 4.2 – Esquema do circuito principal da bancada experimental.

A Fig. 4.2 ilustra os processos ao qual o fluido de trabalho é submetido ao longo do circuito de testes. Os números ilustrados na Fig. 4.2 correspondem aos estados termodinâmicos indicados na Fig. 4.3.

No circuito principal, o efeito de deslocamento do refrigerante é dado por uma micro-bomba correspondendo na Fig. 4.3 ao processo 1-2. A vazão de refrigerante é controlada por um variador de frequência, atuando na rotação da bomba e determinada por um medidor de vazão mássica tipo Coriolis, localizado a jusante da micro-bomba e representado pelo processo 2-3. Em seguida o fluido refrigerante circula através de um trocador de calor onde é resfriado de forma a assegurar que todo fluido esteja na fase líquida. Este processo encontra-se indicado na Fig. 4.3 através dos pontos 3 e 4.

Entre o trocador de calor e a seção de pré-aquecimento, encontra-se uma válvula do tipo agulha que têm a função de restringir o escoamento impondo uma queda de pressão local cuja finalidade é reduzir a propagação de instabilidades a partir da seção de testes e está representado pelo processo 4-5. Logo a jusante desta válvula encontra-se um visor de líquido, cujo objetivo é certificar a ausência de vapor na entrada da seção aquecida e permitir a correta caracterização do estado termodinâmico do refrigerante na entrada do pré-aquecedor.

Na região de entrada da seção de pré-aquecimento encontra-se um transdutor de pressão absoluta e um termopar tipo K em contato com o fluido refrigerante, cujas funções são determinar, respectivamente, a pressão (p_1) e a temperatura (T_1) do fluido refrigerante para estimativa da entalpia na entrada da seção de pré-aquecimento. Na seção de pré-aquecimento, o fluido refrigerante é aquecido, processo 5-6, através da aplicação direta da corrente contínua a superfície do tubo até a condição desejada na entrada da seção de testes.

A jusante da seção de pré-aquecimento localiza-se a seção de testes indicada na Fig. 4.3 pelo processo 6-7, termopares tipo K com dimensão de 0,125 mm de junta quente de cromel e alumel, sendo um par instalado próximo a seção de entrada e outro próximo a de seção de saída, com o objetivo de estimar a partir deles a temperatura da superfície. A partir desta é inferida a temperatura local de saturação do fluido e a respectiva pressão local. Após a seção de testes encontra-se a seção de visualização através da qual o escoamento pode ser visualizado e registrado por uma câmera de alta velocidade. Após a seção de visualização, localiza-se uma segunda válvula do tipo agulha com a função de provocar uma queda de pressão local, representado pelo processo 7-8, com o objetivo de restringir a propagação de instabilidades geradas a partir da seção de testes.

À montante do reservatório de refrigerante, localiza-se um trocador de calor (i), cuja função representada pelo processo de 8 - 9 é condensar e resfriar o fluido refrigerante.

Figura 4.3 – Diagrama p-h do circuito de testes para R245fa.

No interior do reservatório de refrigerante há uma serpentina por onde escoar uma solução aquosa de etileno-glicol (ii). Este tanque através do seu resfriamento ou aquecimento, controla a pressão de saturação do fluido refrigerante de forma a estabelecer a condição experimental desejada. O tanque reservatório de refrigerante é suspenso por um dinamômetro, que permite estimar o inventário de refrigerante no seu interior. A partir da conexão com o reservatório, o fluido refrigerante escoar através de um trocador de calor, onde é subresfriado, cujo processo é indicado entre os pontos 10 e 11 na Fig. 4.3.

Nos casos de testes iniciais e após o circuito ter sofrido manutenção, a circulação do refrigerante entre o trocador de calor (ii) e a micro-bomba se dá através do filtro secador de forma a eliminar impurezas e particulados. Após algumas horas de operação, as válvulas de esfera, localizadas próximas ao filtro, são manobradas de forma a cessar o escoamento através do filtro. A montante da microbomba localiza-se um visor de líquido cuja função é certificar

se o fluido refrigerante se encontra na fase líquida e evitar possíveis danos a bomba e uma terceira válvula do tipo agulha, localizada na ramificação do circuito principal e operada aberta apenas em períodos de manutenção da bancada experimental de forma a evitar a circulação de impurezas através da seção de testes.

O circuito auxiliar encontra-se ilustrado na Fig. 4.4. Ele tem como função controlar a temperatura (aquecimento e resfriamento) do fluido refrigerante do circuito principal. Neste circuito circula uma solução aquosa de etileno-glicol, que promove a redução do ponto de fusão em relação a água pura, evitando o congelamento do fluido no circuito auxiliar.

Os reservatórios I, II e III, indicados na Fig.4.4, contêm a solução aquosa de etileno-glicol, sendo que os reservatórios I e II são aquecidos por resistências elétricas cuja potência dissipada é determinada por controladores PID de forma a estabelecer a temperatura adequada da solução. Já no reservatório I, a solução anti-congelante é resfriada a partir de um sistema de compressão a vapor. Através da atuação deste sistema e no fechamento e/ou abertura de válvula de agulha que o compõe são estabelecidas as condições de vazão e temperatura da solução de etileno-glicol no condensador e subresfriadores de líquido do circuito principal e na serpentina contida no reservatório de refrigerante.

Figura 4.4 - Circuito auxiliar da bancada experimental.

4.1.2 **MICROBOMBA**

A bomba de engrenagens utilizada para o deslocamento do fluido refrigerante é fabricada pela *Micropump*, modelo GA-V21J8KS4. Possui deslocamento volumétrico nominal de 0,042 ml/ver, pressão diferencial máxima de 520 kPa, rotação máxima recomendada de 6000 rpm, pressão máxima de operação 2100 kPa, temperatura entre -46 °C a 177 °C e viscosidade entre 0,0002 e 1,5 Pa.s.

Esta bomba fornece uma vazão contínua e sem oscilações na pressão. Sua vazão é determinada através de um variador de frequência fabricado pela ABB modelo ACS150-01E-02A4-2 de 0,5 CV/220V, atuado por um sinal de 0-10 V a partir do sistema de aquisição. O acoplamento da bomba ao motor elétrico (0,25/ 220V) é magnético.

4.1.3 **MEDIDOR DE VAZÃO**

Para determinação da vazão mássica do fluido refrigerante foi utilizado um medidor do tipo Coriolis, modelo CMF010M313NQBZPZZ fabricado pela Micromotion. Ele permite medições de vazões entre 0 e 84 kg/h. O erro associado à medida de vazão é de 10% do valor medido para vazões superiores a 3% do valor nominal máximo. Além da vazão mássica este medidor fornece também a temperatura, a densidade e a vazão volumétrica do fluido refrigerante. Ele fornece para o sistema de aquisição de dados um sinal de 4 a 20 mA. Assim, através um resistor de 250 Ω com erro de 0,1% ligado em série com o medidor de vazão e em paralelo aos terminais do canal do sistema de aquisição, um sinal de tensão devido ao diferencial de potencial induzido pelo resistor por onde conduz a corrente elétrica.

4.1.4 **FONTE DE AQUECIMENTO**

Uma fonte de corrente contínua foi utilizada para o aquecimento do fluido refrigerante na seção de pré-aquecimento através de efeito joule. Utilizou-se uma fonte modelo GEN 20-38 fabricada pela Lambda/Genesys com potência máxima de 750 W/220V. A fonte fornece uma tensão de 0 a 20V e corrente elétrica de 0 a 40 A ao sistema de aquisição. Ela também possui um dispositivo que permite corrigir a queda de tensão ao longo da fiação, conectores e alimentação mediante a regulação da tensão e corrente na saída.

4.1.5 **TRANSDUTORES DE PRESSÃO**

Dois transdutores de pressão absoluta tipo piezoresistivos, fabricados pela Endress Hauser, modelo PMP 131 com medição até 10 bar e erro de 0,5% em relação ao fundo de escala (5 kPa) foram utilizados na bancada experimental. Um dos transdutores localiza-se a montante da seção de pré-aquecimento e tem por finalidade determinar a pressão do fluido neste ponto. O conhecimento desta propriedade faz-se necessário para a caracterização do estado termodinâmico do fluido na entrada do pré-aquecedor. O segundo encontra-se no tanque reservatório de refrigerante e tem por finalidade determinar e controlar a pressão na entrada do circuito principal para realização dos ensaios experimentais.

Um transdutor diferencial de pressão do tipo piezoresistivo, fabricado por Endress Hauser modelo PMD75-AAA7H21DCAU com intervalo de medida é de 0 a 3 bar e erro de 0,075% em relação ao fundo de escala segundo o fabricante (0,2 kPa), foi utilizado para determinação da perda de pressão entre a entrada da seção de pré-aquecimento e a saída da seção de teste. Estas medidas foram utilizadas apenas para fins comparativos com os resultados de perda de pressão levantados a partir dos termopares na seção de testes. O sistema de aquisição recebe o sinal dos transdutores de pressão em tensão correspondente a 4 a 20 mA, de forma análoga ao medidor de vazão tipo Coriolis quanto ao princípio de finalidade do resistor.

4.1.6 **TERMOPARES**

Para determinação da temperatura foram utilizados termopares tipo K produzidos pela Omega Inc. Os termopares tipo K são compostos por fios de alumel e cromel com diâmetro de 0,125 mm e possuem, segundo o fabricante, sensibilidade de aproximadamente 41 $\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$. Devido a sua maior ductibilidade em relação ao termopar tipo T, termopares tipo K foram utilizados quando necessários diâmetros reduzidos de forma a minimizar perturbações ao objeto de medida. Assim foram instalados na superfície de testes, nas regiões de entrada do pré-aquecedor e a montante da seção de testes em contato com fluido refrigerante.

Termopares tipo T com diâmetro de 0,250 mm, tiveram suas juntas quente inseridas nos reservatórios I, II e III com finalidade de avaliar a temperatura da solução aquosa de etileno-glicol no circuito auxiliar.

4.1.7 SEÇÕES DE TESTES E PRÉ-AQUECIMENTO

As seções de testes e pré-aquecimento, ilustradas esquematicamente na Fig. 4.5, são constituídas por tubos de aço inoxidável AISI 304 e possuem diâmetro interno de 1,1 mm e espessura de parede igual a 0,37 mm.

A seção de pré-aquecimento possui 135 mm de comprimento entre eletrodos correspondente a sua região aquecida através de efeito joule. Foi instalado um termopar próximo ao eletrodo de saída de forma a assegurar a integridade do tubo em caso de operação em condições próximas ao fluxo crítico.

A seção de testes apresenta comprimento total de 190 mm e em sua superfície foram instalados dois pares de termopares, cujas temperaturas por eles indicadas são utilizadas na determinação da perda de pressão. Os pares de termopares foram instalados na seção de testes com 20 e 15 mm distantes das conexões, respectivamente, da entrada e saída, resultando em uma distância axial entre termopares de 155 mm.

Em cada local de medida da temperatura da superfície de testes, dois termopares encontram-se fixados em posições diametralmente opostas, conforme ilustrado na Fig. 4.5. Eles foram fixados através de uma fita de Kapton na superfície do tubo. A fita de Kapton encontra-se tensionada contra a parede do tubo, buscando minimizar o efeito de resistência térmica entre o tubo e os termopares.

Figura 4.5 – Ilustração esquemática das seções de pré-aquecimento, testes e visualização.

A Fig. 4.6 ilustra um registro fotográfico das seções de pré-aquecimento e testes isoladas com espuma elastomérica. As conexões entre as seções foram produzidas com o material PVDF caracterizado por sua resistência à elevadas temperaturas até 160 °C e por ser excelente isolante elétrico.

Figura 4.6 – Registro fotográfico das seções de pré-aquecimento, testes e visualização.

A rugosidade da superfície interna da seção de testes foi determinada através de um equipamento modelo Wiko NT1100 fabricado pela *Veeco* localizado no laboratório de metrologia do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC - USP. Seu princípio de funcionamento é a interferometria de luz branca e fornece uma imagem tridimensional da superfície medida após o tratamento da imagem através do Version Vision 4.20.

Foram realizadas medidas de três amostras da superfície interna do tubo, sendo duas amostras de extremidades opostas e uma da seção central do tubo ilustrada na Fig. 4.7.

A superfície de testes apresentou uma rugosidade média $R_a = 0,468 \mu\text{m}$ e uma rugosidade total (pico a pico) de $R_t = 3,81 \mu\text{m}$, cujo valor foi adotado para a estimativa da perda de pressão por atrito para o caso de escoamentos monofásicos.

Figura 4.7 - Amostra utilizada para a medição da rugosidade da superfície interna do tubo.

A Fig. 4.8 ilustra a imagem tridimensional do relevo da superfície de teste obtida com o equipamento modelo Wiko NT1100 e uma lente objetiva com aumento de 50X.

Figura 4.8 - Relevo da superfície interna do tubo.

4.1.8 SEÇÃO DE VISUALIZAÇÃO E DISPOSITIVOS PARA AQUISIÇÃO DE IMAGENS

A seção de visualização, ilustrada na Fig. 4.9, localiza-se a jusante da seção de testes e consiste em um tubo transparente de sílica fundida com 1,0 mm de diâmetro interno, 1,2 mm de diâmetro externo e 85 mm de comprimento. Esta seção foi conectada a seção de testes por uma flange de PVDF e suas junções vedadas através de anéis de vedação (o-rings). Esta seção tem por finalidade proporcionar a visualização e permitir a análise do escoamento a jusante da seção de testes.

Para aquisição de imagens do escoamento a jusante da seção de teste, foi instalada uma câmera de alta velocidade fabricada pela Optronics modelo *Cam 600 Record*, posicionada horizontalmente em relação ao tubo da seção de visualização, conforme ilustrado pela Fig. 4.10. Foi utilizada uma lente objetiva AF MICRO NIKKOR de 60 mm de forma a possibilitar o estabelecimento na câmera de alta velocidade uma resolução horizontal de 1280 pixels e 50 pixels na vertical, condição mínima necessária para obtenção de imagens nítidas.

Figura 4.9 – Seção de visualização do escoamento.

Durante os ensaios foi utilizada uma resolução de 1280x128 pixels com frequência de aquisição de 3500 quadros/s para o registro de imagens do escoamento bifásico.

Figura 4.10 – Posicionamento da câmera de alta velocidade junto a seção de visualização.

Vale destacar as dificuldades em registrar imagens de alta qualidade, pois estas dependem da sensibilidade da câmera e conseqüentemente da iluminação utilizada. Para o presente estudo foram utilizadas placas de iluminação contendo LED's, fabricadas no próprio laboratório, para homogenizar a distribuição de luz ao longo do escoamento e para torná-la difusa foi colocado uma folha de papel vegetal entre o dispositivo de iluminação e a superfície de testes, conforme ilustrado na Fig. 4.9.

4.1.9 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

O controle da bancada experimental, a aquisição e o registro dos dados experimentais foram realizados através de um sistema de aquisição da *National Instruments*.

Foi utilizada uma placa NI PCI-6221 para comunicação com um computador pessoal. A placa encontra-se acoplada ao chassis SCXI-1000 que possui os seguintes condicionadores de sinais: NI SCXI-1140 com 8 entradas e aquisição simultânea, NI SCXI-1142 com 8 entradas e módulo de filtro passa baixa 20 kHz, SCXI-1180 com ligação direta aos terminais da placa NI PCI-6221 e SCXI-1102 com 32 entradas e aquisição multiplexada.

O condicionador de sinal SCXI-1102 foi acoplado ao bloco terminal SCXI-1303, onde foram conectados os termopares, transdutores de pressão absoluta, diferencial de pressão e sensor de vazão. O variador de frequência que atua na velocidade da microbomba foi interligado ao terminal de controle da placa NI PCI 6221 através do bloco terminal SCXI-1302. A Fig. 4.11 ilustra um esquema de conexão do sistema de aquisição dos sensores e atuadores utilizados.

Um programa em *Labview* é responsável pela interface entre o sistema de aquisição e o operador da bancada responsável pelo seu controle e pela aquisição dos dados experimentais.

A interface do programa, ilustrada pela Fig. 4.12, permite ao operador controlar a vazão de fluido refrigerante e a potência aplicada ao pré-aquecedor, determinando as condições de ensaio. A partir da interface em *Labview* são monitoradas em tempo real as temperaturas da seção de testes, a temperatura de saturação do fluido à montante da seção de pré-aquecimento, pressão e vazão do fluido refrigerante, título de vapor e perda de pressão.

Figura 4.11 – Programa esquemáticos do sistema de aquisição.

Para determinação das propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido de trabalho utilizou-se o Refriprop (2009), que possui uma ampla base de dados de fluidos e permite a interação com o *Labview*.

Os canais de temperatura foram calibrados e as respectivas temperaturas corrigidas através do procedimento de calibração descrito no apêndice A. Este procedimento forneceu funções de calibração do sinal introduzidas no programa de aquisição de dados.

O programa também possui um sistema de segurança que protege a seção de pré-aquecimento atingir temperaturas excessivas que possam danificar o tubo da seção aquecida. Desta forma, a partir do momento em que sensores indicam a temperatura limite programada, a fonte de corrente contínua é imediatamente desligada.

Figura 4.12 – Interface entre o operador e o sistema de aquisição.

4.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste sub-ítem são descritos os procedimentos experimentais para a realização de ensaios monofásico e bifásico e as condições para as quais tais testes foram efetuadas. Ensaios para escoamento monofásico foram efetuados com o objetivo de validar os resultados em condições bifásicas.

4.2.1 ESCOAMENTO MONOFÁSICO

Inicialmente, aquecia-se o fluido refrigerante contido no tanque através da circulação de uma solução aquosa de etileno-glicol aquecida na serpentina localizada no interior deste tanque, conforme discutido anteriormente, a temperatura desta solução era determinada através da potência dissipada de resistências elétricas nos tanques do circuito auxiliar e da atuação em válvula de agulha. Desta maneira, estabelecia-se a pressão do fluido no circuito

principal, a partir da pressão do refrigerante contido no tanque de refrigerante que se encontra em estado saturado.

Em seguida a velocidade mássica era imposta através do inversor de frequência atuando na microbomba. Assim a temperatura de subresfriamento do fluido na entrada do pré-aquecedor era ajustada através da vazão da solução anti-congelante no trocador de calor localizado a montante desta seção. A partir daí, aplicava-se a mesma potência de aquecimento ao pré-aquecedor e a seção de testes. O fluxo de calor aplicado a seção de testes e ao pré-aquecedor era ajustado para que o desenvolvimento térmico do escoamento ocorresse ao longo do pré-aquecedor. Este fluxo de calor teve também seu valor limitado de forma a fornecer um subresfriamento mínimo na saída da seção de testes de 2 °C, evitando mudanças de fase que resultariam erros no balanço de energia. A não existência de vapor era assegurada através da análise de imagens do escoamento na seção de visualização obtidas com uma câmera de alta velocidade .

4.2.2 *ESCOAMENTO BIFÁSICO*

No caso de ensaios para escoamentos bifásicos, os procedimentos de ajuste da pressão no circuito principal são por imposição de uma vazão através do circuito e alimentação de potência as seções aquecidas são similares aos descritos para escoamento monofásico.

Entretanto, aplica-se uma potência elétrica ao pré-aquecedor de forma a obter-se o título de vapor desejado na entrada da seção de testes. O fluxo de calor imposto ao pré-aquecedor e o título de vapor na saída da seção de testes são calculados em tempo real através do programa em *Labview*, permitindo ajustar as condições de ensaio desejadas (temperatura de saturação, vazão, fluxo de calor e título de vapor).

Os dados experimentais são registrados após a constatação de regime permanente, caracterizado por oscilações nas medidas de temperatura na seção de testes, inferiores a incerteza de suas medidas, isto é 0,15 °C.

4.2.3 *CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS DE ENSAIOS MONOFÁSICOS E BIFÁSICOS*

Ensaio para escoamento monofásico foram realizados com o intuito de validar os resultados para escoamentos bifásicos e estimar as trocas de calor com o ambiente externo

através de análises baseadas em balanços de energia e desta forma avaliar erros relacionados a estimativa do título de vapor. Estes ensaios foram realizados apenas para o refrigerante R245fa, velocidade mássicas entre 100 e 2900 kg/m²s e fluxo de calor entre 1,8 e 12,6 kW/m².

Para os ensaios experimentais realizados em condições de escoamento bifásico e com a seção de testes em condições aproximadamente adiabáticas, variou-se os seguintes parâmetros: fluido refrigerante, temperatura de saturação, velocidade mássica e título de vapor. No pré-aquecedor também variou-se o fluxo de calor, de forma a obter-se a condição de título de vapor desejada na entrada da seção de testes. As condições experimentais para estes ensaios encontram-se resumidas na Tabela 4.1.

Valores mínimo de 0,05 e máximo de 0,98 para o título de vapor foram adotados de forma a assegurar condições de estado saturado do fluido e evitar a secagem de parede.

Tabela 4.1 – Condições de ensaio para o escoamento bifásico.

D_H (mm)	Fluido	T_{sat, sai} (°C)	G (kg/m²s)	x (-)	q (kW/m²)
1,1	R245fa	31; 41	100 a 500	0,05 a 0,98	0
1,1	R134a	22; 31; 41	200 a 1300	0,05 a 0,98	0

4.3 REDUÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

Neste item são descritos os procedimentos de redução dos dados experimentais.

4.3.1 VELOCIDADE MÁSSICA

A velocidade mássica é a razão entre a vazão mássica dada pelo medidor de vazão do tipo Coriolis e a área interna da seção transversal do tubo, conforme a seguinte equação:

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i^2} \quad (4.1)$$

4.3.2 FLUXO DE CALOR

O fluxo de calor na seção de pré-aquecimento, ϕ_{pa} , é calculado através da razão entre a potência elétrica aplicada na seção de pré-aquecimento, Pot_{PA} , e área da superfície interna do tubo, A_s , conforme a seguinte equação:

$$\phi_{pa} = \frac{Pot_{pa}}{A_s} \quad (4.2)$$

onde a área da superfície interna do tubo é dada pela seguinte equação:

$$A_s = \pi D_i L_{pa} \quad (4.3)$$

onde L_{pa} é o comprimento aquecido da seção de pré-aquecimento, compreendido entre os terminais de alimentação de corrente contínua. A potência elétrica fornecida é dada pelo produto entre a corrente e a tensão elétricas fornecidas pela fonte de corrente contínua.

As perdas de calor para o ambiente são consideradas desprezíveis e admite-se fluxo de calor uniforme, considerando as propriedades do tubo homogênea e sua espessura uniforme.

4.3.3 COMPRIMENTO DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO NA SEÇÃO DE PRÉ-AQUECIMENTO

O fluido entra no pré-aquecedor no estado líquido e para ensaios com escoamento bifásico o processo de evaporação se inicia ao longo do pré-aquecedor. Este início da região bifásica é caracterizado por uma pressão local correspondendo a pressão de saturação a temperatura local. Desta forma assume-se equilíbrio termodinâmico e desprezam-se efeitos de superaquecimento do fluido de testes.

Assim, a determinação do comprimento envolve a solução simultânea de três equações, dadas pelas Eq. (4.4), que consiste em um balanço de energia ao longo da região monofásica, pela Eq. (4.5), que envolve a determinação da perda de pressão ao longo de L_{mono} , e a Eq. (4.6), que relaciona a temperatura e a pressão de saturação através de uma equação de estado do EES (2009), programa também utilizado para a solução deste sistema de equações.

$$\phi_{pa} \pi D_i L_{mono} = GA_i [i_L (T = T_{sat}) - i_{L,ent}] \quad (4.4)$$

$$p_{sat} = p_{ent} - \frac{f(L_{mono} + L_1)G^2}{2D_i \rho_{L,ent}} \quad (4.5)$$

$$T_{sat} = \text{Temperatura}_{sat}(p = p_{sat}) \quad (4.6)$$

onde L_1 é o comprimento a montante da região aquecida na seção de pré-aquecimento, conforme ilustrado pela Fig. 4.5, e f o fator de atrito tipo Fanning, estimado através das Eq. (2.62) e (2.63), respectivamente para escoamento laminar e turbulento.

4.3.4 TÍTULO DE VAPOR

O título de vapor é estimado através de um balanço de energia entre a entrada da seção de pré-aquecimento e ao longo da seção de testes, conforme as seguintes equações:

$$x_{ent} = \frac{1}{i_{lv,sai_ST}} \left[\frac{4Pot_{pa}}{G\pi D^2} + (i_{l,ent_PA} - i_{l,sai_PA}) \right] \quad (4.7)$$

$$x_{sai} = \frac{1}{i_{lv,sai_ST}} \left[\frac{4Pot_{pa}}{G\pi D^2} + (i_{l,ent_PA} - i_{l,sai_ST}) \right] \quad (4.8)$$

$$x_{medio} = \frac{x_{ent} + x_{sai}}{2} \quad (4.9)$$

onde x_{ent} e x_{sai} são definidos, respectivamente, como o título de vapor da entrada e saída da seção de testes e Pot_{pa} é a potência elétrica aplicada na seção de pré-aquecimento. A entalpia do líquido subresfriado na entrada da seção de pré-aquecimento, $i_{l,ent}$, foi estimada com base na temperatura, T_1 , e a pressão, p_1 , determinadas na entrada da seção de pré-aquecimento, como apresentadas pela Fig. 4.2.

Assumindo que a entalpia do líquido da saída da seção de pré-aquecimento, i_{l,sai_pa} , é a mesma que a entalpia do líquido da entrada da seção de testes, o título de vapor da entrada da seção de testes pode ser determinada através da Eq. (4.11). A entalpia do líquido da saída da seção de testes, i_{l,sai_st} , e o calor latente de vaporização na seção de visualização, i_{lv_sai} , são

estimados com base na temperatura medida na saída da seção de testes, T_2 (ver Fig. 4.2), em seu estado saturado.

Devido a realização dos ensaios sob condições adiabáticas, a perda de pressão aceleracional se torna reduzida e desta forma adotou-se a condição do título médio dado pela Eq. (4.13).

4.3.5 GRADIENTE DE PRESSÃO NA SEÇÃO DE TESTES

A perda de pressão ao longo da seção de testes é dada pela diferença entre as pressões estimadas nas regiões de entrada e saída da seção de testes. Estes valores são determinados a partir da temperatura média local da superfície de testes medida por dois pares de termopares localizados próximos a entrada e a saída da seção de testes, conforme esquematicamente ilustrado na Fig. 4.5. A pressão de saturação nesses locais é calculada a partir das temperaturas médias calculadas para cada par de termopares admitindo seu valor como igual a temperatura de saturação local no interior do tubo.

Vale ressaltar que a hipótese de temperaturas similares entre o fluido e a superfície do tubo considera que a superfície de testes encontra-se isolada termicamente. Além disso, caso efeitos de condução tipo aleta estejam presentes, estes seriam similares para ambos os pares de termopares, pois estes possuem as mesmas características e foram adotados procedimentos similares de fixação. Assim, as alterações nas temperaturas indicadas pelos termopares seriam similares e embora fossem indicadas pressões distintas da pressão de saturação, o gradiente ao longo das regiões de medida se manteriam.

O gradiente de pressão na seção de testes é dado pela razão entre a perda de pressão ao longo da seção, Δp , estimada a partir das medidas de temperatura e o comprimento, L , entre os pares de termopares de 155 mm, conforme ilustrado na Fig. 4.5.

4.4 VALIDAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

Neste tópico são apresentados os procedimentos adotados na verificação da consistência dos dados experimentais e os resultados obtidos através desta análise.

4.4.1 **BALANÇO DE ENERGIA**

O balanço de energia realizado para o escoamento monofásico ao longo das seções de pré-aquecimento e de testes tem como finalidade verificar a taxa de calor efetiva transferida para o fluido refrigerante a partir da potência elétrica aplicada nas seções aquecidas e assim avaliar o erro experimental na estimativa do título de vapor.

A partir da variação de entalpia ao longo do comprimento aquecido das seções de pré-aquecimento e de testes, estimadas através da temperatura medida na entrada da seção de pré-aquecimento e na saída da seção de testes, avaliou-se a potência fornecida pelas fontes, $Pot_{pa} + Pot_{st}$, e a potência absorvida pelo fluido refrigerante. A taxa de calor transferida para o ambiente em relação a potência fornecida pelas fontes é apresentada pela seguinte equação:

$$\frac{\Delta E}{E} = \frac{[\dot{m}(i_{sai} - i_{ent}) - (Pot_{PA} + Pot_{sai})]}{Pot_{PA} + Pot_{sai}} \quad (4.10)$$

A Fig. 4.13 apresenta a parcela de calor dissipada para o ambiente e não absorvida pelo fluido refrigerante, determinada a partir dos resultados de balanço de energia para temperatura do líquido na entrada da seção de pré-aquecimento de 31°C e subresfriamento na saída da seção de testes de 2°C. A temperatura externa manteve-se aproximadamente a 22°C para todos os ensaios realizados. Nesta figura verificam-se perda de calor para o ambiente inferiores a 7% para $2300 < Re < 7500$.

Devido aos fluxos de calor serem inferiores para ensaios com escoamento monofásico em relação ao escoamento bifásico e o coeficiente de transferência de calor no interior do canal ser superior para escoamento em ebulição convectiva, deduz-se que os erros para os ensaios durante o escoamento bifásico são inferiores, implicando melhores estimativas para o título de vapor.

Figura 4.13 – Avaliação da troca de calor com o ambiente exterior para o fluido R245fa e $T_{ent} = 31^{\circ}\text{C}$.

4.4.2 PERDA DE PRESSÃO EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO

A validação da perda de pressão a partir de ensaios com escoamento monofásico é relevante em estudos envolvendo escoamentos bifásicos em canais de reduzido diâmetro, pois permitem especular sobre a ordem de grandeza perdas de pressão localizadas ao longo das seções de pré-aquecimento e de testes indicando assim possíveis restrições ao escoamento. Tal avaliação envolve uma compração de correlações clássicas da literatura.

A Fig. 4.14 apresenta uma comparação entre a perda de pressão por atrito experimental e a perda de pressão por atrito calculada através das correlações de Blasius apud White (1998) e Churchill (1977). A correlação de Blasius foi desenvolvida para tubo liso, onde a transição entre o escoamento laminar e turbulento é dado por $Re=2300$ e a correlação de Churchill (1977) considera a rugosidade do tubo, sendo válida para regime laminar e turbulento.

Os ensaios para perda de pressão em escoamento monofásico foram realizados para o fluido R245fa, temperatura de entrada de 31°C e Reynolds variando entre $300 < Re < 7000$.

Figura 4.14 – Comparação entre a perda de pressão experimental e as estimativas da perda de pressão por atrito através de Blasius apud White (1998) e Churchill (1977).

A correlação de Churchill (1977) foi implementada no presente estudo para uma rugosidade relativa interna, ε/D , de 0,0034 baseada na rugosidade determinada experimentalmente e no diâmetro interno de tubo. A correlação de Churchill (1977) para perda de pressão por atrito em escoamento monofásico é apresentada a seguir:

$$f = 2 \left\{ \left(\frac{8}{12} \right)^{12} + \left[\left(2,457 \log \left(0,27 \varepsilon / D + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right) \right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right]^{-3/2} \right\}^{1/12} \quad (4.11)$$

Segundo a Fig. 4.14, os resultados experimentais e os fornecidos por Churchill (1977) são próximos apresentando diferença máxima inferior a 15%. Resultados inferiores a Churchill (1977) são fornecidos por Blasius (1913), já que este método é válido para superfícies lisas, enquanto Churchill (1977) inclui o efeito da rugosidade.

Tal resultado por ser considerado satisfatório, já que nesta análise efeitos de entrada na estimativa da perda de pressão foram desprezados. Vale destacar que os resultados experimentais capturam a mudança de regime de escoamento laminar para turbulento para um número de Reynolds próximo a 2300.

4.4.3 **VALIDAÇÃO DA PERDA DE PRESSÃO A PARTIR DO TRANSDUTOR DIFERENCIAL**

Uma avaliação dos resultados de perda de pressão através dos termopares foi realizada através da comparação da perda de pressão ao longo do pré-aquecedor e seção de testes estimada com base nos resultados experimentais levantados neste estudo e os resultados fornecidos pelo transdutor de pressão diferencial cujo tomadas de pressão se encontram na entrada do pré-aquecedor e na saída da seção de testes.

Os valores foram estimados através de uma discretização das seções de pré-aquecimento e testes, onde utilizou-se polinômios de regressões dos resultados dos gradientes de pressão medidos através de termopares instalados na seção de testes. Esta comparação entre as perdas de pressão medidas e estimadas são apresentados na Fig. 4.15.

A partir da Fig. 4.15, verifica-se que os valores medidos da perda de pressão através do transdutor diferencial são superiores em relação aos valores estimados pela discretização das seções. Este incremento pode estar relacionado aos efeitos de entrada e saída e corroboram os resultados para escoamento monofásico ilustrados na Fig. 4.14, cujos resultados medidos foram superiores aos estimados. Vale ressaltar que perdas de pressão localizadas têm seu valor relativo intensificado no caso de escoamentos bifásicos.

Figura 4.15 – Comparação entre a perdas pressão ao longo do pré-aquecedor e seção de testes estimadas e medidas a partir do transdutor diferencial de pressão .

4.5 INCERTEZAS DAS MEDIDAS EXPERIMENTAIS

Foi realizada uma estimativa das incertezas dos parâmetros medidos e sua propagação nos parâmetros calculados.

A determinação das incertezas experimentais foi realizada através de especificações técnicas e certificados de calibração dos instrumentos fornecidos pelos fabricantes. A avaliação dos erros associados a medição de temperatura através dos canais de termopares foi realizada através do procedimento de calibração proposto por Abernethy e Thompson (1973) descrito no *apêndice A*. A Tabela 4.2 apresenta as incertezas experimentais associadas aos parâmetros medidos.

Tabela 4.2 – Incertezas experimentais de parâmetros medidos.

Parâmetro	Incerteza	Parâmetro	Incerteza
D	55 μm	Δp	150 Pa (transdutor diferencial)
L	1 mm	ϕ	0,8%
P	4,5 kPa	T	0,15°C

O método de propagação de incertezas descrito em Moffat (1988) foi utilizado na determinação das incertezas experimentais dos parâmetros estimados apresentados na Tabela 4.3. A incerteza associada ao título de vapor, apresenta valor superior aos demais devido ao acúmulo de erros que estão associados aos parâmetros G , ϕ , T_{sat} e as trocas de calor com o ambiente externo.

Tabela 4.3 - Incertezas experimentais de parâmetros estimados.

Parâmetro	Incerteza
G	1,70%
ϕ	1,20%
x	<5%

Foi também realizada uma análise da variação das incertezas de perda de pressão medidas a partir dos termopares. A Fig. 4.16 ilustra esta análise para os refrigerantes R134a e R245fa e temperaturas de saturação de 31°C e 41°C. Observa-se que as incertezas apresentadas pelo refrigerante R134a são superiores as incertezas apresentadas pelo R245fa. Devido a este fator, os ensaios com o refrigerante R134a foram realizados para velocidades mássicas superiores a 400 kg/m²s, com intuito de obter resultados experimentais com incertezas reduzidas. Nesta análise também constatou-se que as incertezas apresentadas para condições com temperatura de saturação elevadas apresentam incertezas superiores.

Figura 4.16 – Análise de incertezas das medidas de perda de pressão a partir dos termopares.

Aproximadamente 97% dos resultados experimentais apresentam incertezas inferiores a 10%. A base de dados experimentais do presente estudo apresenta-se em sua maioria com valores de perdas de pressão elevados, portanto pode-se considerar o método de determinação da perda de pressão a partir de medidas de temperatura apropriado.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo apresenta os resultados experimentais para perda de pressão durante o escoamento bifásico dos refrigerantes R134a e R245fa levantados no presente estudo. São também apresentados uma discussão crítica do efeito dos parâmetros analisados e uma comparação dos resultados experimentais com modelos de previsão disponíveis na literatura. Os padrões de escoamento observados são também descritos e ilustrados, pois o comportamento do gradiente de pressão está associado ao padrão de escoamento.

O presente capítulo também descreve o desenvolvimento de uma nova correlação para estimativa da perda de pressão por atrito, na qual o coeficiente e o expoente do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) foram ajustados segundo os dados experimentais levantados neste estudo. Foram incluídos ainda nesta análise dados experimentais levantados para seção de teste de 2,3 mm no mesmo aparato experimental em estudos anteriores realizados pelo grupo (Tibiriçá *et al.* 2010).

5.1.1 PERDA DE PRESSÃO

Conforme anteriormente indicado resultados sobre perda de pressão foram levantados para os fluidos R245fa e R134a em um canal circular com diâmetro igual a 1,1 mm. O objetivo destes ensaios foi avaliar os efeitos do diâmetro, neste caso com base em resultados de estudos anteriores, da velocidade mássica, do tipo de fluido e da temperatura de saturação na perda de pressão por atrito. Os experimentos foram realizados em condições adiabáticas na seção de testes.

5.1.2 EFEITO DO DIÂMETRO

Realizou-se uma comparação entre a perda de pressão por atrito em canais com distintos diâmetros, com intuito de analisar o efeito da redução do diâmetro na perda de pressão.

Os dados experimentais utilizados nesta análise para o tubo com diâmetro de 2,3 mm para os fluidos R245fa e R134a foram levantados pelo grupo do LeTef no mesmo aparato experimental utilizado no presente estudo. Estes resultados já foram publicados e encontram-se nas seguintes referências por Tibiriçá e Ribatski (2011) e Tibiriçá *et al.* (2011).

A Fig. 5.1 ilustra a comparação do gradiente da perda de pressão por atrito para os tubos com diâmetros internos de 2,3 e 1,1 mm para o fluido R245fa e temperatura de saturação de 31°C. Observa-se que a redução do diâmetro do canal implica no incremento da perda de pressão por atrito durante o escoamento bifásico. Comportamento similar é constatado na Fig. 5.2, para o fluido R134a e temperatura de saturação de 31°C. Tal comportamento, já esperado, coincide com os resultados disponíveis na literatura, conforme verificado nos estudos de Revellin e Thome (2007) e Choi *et al.* (2008).

Figura 5.1 – Ilustração do efeito do diâmetro do tubo na perda de pressão por atrito para o R245fa.

Figura 5.2 - Ilustração do efeito do diâmetro do tubo na perda de pressão por atrito para o R134a.

5.1.3 EFEITO DA VELOCIDADE MÁSSICA

A Fig. 5.3 ilustra o efeito do incremento da velocidade mássica na perda de pressão por atrito para velocidades mássicas entre 400 kg/m²s e 1200 kg/m²s, para o fluido R134a e temperatura de saturação de 31°C. Nesta figura, observa-se o incremento da perda de pressão por atrito com o incremento da velocidade mássica.

Tal comportamento, também já esperado e similar ao observado para macrocanais coincide com os resultados de estudos da literatura, Revellin e Thome (2007), Choi *et al.* (2008), Da Silva *et al.* (2011), Tibiriçá *et al.* (2011).

Figura 5.3 - Comparação dos resultados experimentais para perda de pressão por atrito entre distintas velocidades mássicas utilizando R134a, $T_{sat} = 31^{\circ}\text{C}$.

5.1.4 EFEITO DO FLUIDO REFRIGERANTE

A Fig. 5.4 ilustra uma comparação entre as perdas de pressão por atrito do R245fa e R134a para um tubo com diâmetro de 1,1 mm, temperatura de saturação de 41°C e velocidade mássica de $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Os resultados obtidos, conforme esperado, ilustram perdas de pressão superiores para o R245fa em relação ao R134a, com ambos operando em condições similares.

O refrigerante R245fa apresenta volume específico do vapor superior ao R134a, conforme apresentado na Tabela 5.1 que ilustra as propriedades termodinâmicas e de transporte destes fluidos. Tal comportamento resulta em uma velocidade superficial da mistura bifásica superior e consequentemente uma perda de pressão por atrito para o fluido R245fa superior ao R134a.

Tabela 5.1 – Propriedades dos fluidos R245fa e R134a para $T_{\text{sat}}=31$ e 41°C .

Fluido	T ($^\circ\text{C}$)	p_r (-)	ν_L (m^3/kg)	ν_v (m^3/kg)	h_{lv} (kJ/kg)	μ_l ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	k_l (W/mK)	σ (mN/m)
R134a	31	0,195	0,0845	0,025	172	181	0,08	7,3
	41	0,257	0,0875	0,019	162	159	0,075	6
R245fa	31	0,050	0,0756	0,1	186	374	0,079	13,2
	41	0,070	0,0772	0,71	180	326	0,075	12

Figura 5.4 - Comparação dos resultados de perda de pressão por atrito entre os fluidos R245fa e R134a para tubo de 1,1 mm de diâmetro.

5.1.5 EFEITO DA TEMPERATURA

A Fig. 5.5 apresenta uma comparação da perda de pressão por atrito para as temperaturas de saturação de 31°C e 41°C para o fluido R245fa, diâmetro do tubo de 1,1 mm e velocidade mássica de 500 kg/m²s. Os resultados ilustram o incremento da perda de pressão com a redução da temperatura do fluido. Tal comportamento condiz com a teoria e com resultados da literatura, conforme observado por Zhang e Webb (2001), Ribatski *et al.* (2006) e Tibiriçá e Ribatski (2011).

Este comportamento está relacionado principalmente ao fato da redução da temperatura de saturação do fluido estar associada ao incremento do volume específico de vapor, implicando no incremento da velocidade superficial da mistura bifásica e de efeitos de dissipação viscosa causando a elevação da perda de pressão.

Figura 5.5 – Ilustração do efeito da temperatura de saturação na perda de pressão por atrito para um tubo com diâmetro de 1,1 mm.

5.1.6 EFEITO DO TÍTULO DE VAPOR

A Fig. 5.6 ilustra o efeito do título de vapor na perda de pressão por atrito para diferentes velocidades mássicas. Observa-se o incremento da perda de pressão por atrito com o incremento do título de vapor até um valor máximo, a partir do qual a perda de pressão apresenta um drástico decréscimo. Este comportamento também fica evidenciado através da análise da Fig. 5.3. O incremento inicial da perda de pressão com o incremento do título de vapor está relacionado ao aumento de efeitos de dissipação viscosa entre fases e delas com a superfície relacionada ao aumento da velocidade da mistura bifásica.

Especula-se frequentemente na literatura que o pico na perda de pressão com o aumento do título de vapor está relacionado a secagem da parede, conforme indicado por Thome (2007). No entanto, segundo Shedd (2010) este fenômeno ocorre devido ao desaparecimento da perturbação interfacial de ondas não claramente definidas. Estas ondas se apresentam no formato de anéis de líquido ao longo do perímetro molhado e incrementariam efeitos de dissipação viscosa.

Com o filme tornando-se liso, parcela destes efeitos interfaciais se reduziria e a perda de pressão apresentaria um decréscimo com incrementos adicionais do título de vapor. Segundo Cousins e Hewitt (1968) apud Shedd (2010) há evidências que as ondas interfaciais ocorrem para número de Reynolds do filme líquido superiores a 200, porém permanecem desconhecidos os mecanismos relacionados ao surgimento e existência destas ondas.

Nos resultados do presente estudo observou-se que o ponto máximo (pico) das curvas ocorre para títulos de vapor elevados, indicado na Fig. 5.6 por setas. Com o incremento da vazão mássica implicando na antecipação do pico da perda de pressão por atrito de forma que este ocorra para os títulos de vapor inferiores, conforme ilustrado nas Fig. 5.3 e 5.6.

O decréscimo do título de vapor, para o qual se verifica o pico da perda de pressão com o incremento da velocidade mássica pode estar associado a um mecanismo da redução da espessura do filme líquido, pois com o incremento da velocidade superficial são intensificados efeitos de desprendimento de gotículas do filme líquido junto à parede para o núcleo de gás. Isto faz com que a transição entre condições de filme ondulado e liso ocorra para títulos de vapor inferiores.

Figura 5.6 – Ilustração do efeito do título de vapor no gradiente de pressão por atrito para o fluido R245fa e $T_{\text{sat}}=41^\circ\text{C}$.

As imagens ilustradas na Fig. 5.7, levantadas neste estudo indicam a presença de um filme líquido ao longo de todo o perímetro do tubo para um título de vapor superior ao correspondente do pico do gradiente de pressão. Tal comportamento corrobora a argumentação apresentada e certifica que o pico da perda de pressão não corresponde com secagem contínua ou até mesmo intermitente da superfície de testes. Assumindo as limitações de iluminação da seção de visualização e discernimento do observador, não podemos concluir que a ocorrência do pico está relacionado a inexistência das ondulações interfaciais. Entretanto vale destacar que constatou-se a redução de ondulações interfaciais para algumas condições.

Figura 5.7 - Imagens do escoamento obtidas com câmera de alta velocidade.

5.2 AVALIAÇÃO DOS MÉTODOS DE PREVISÃO PARA PERDA DE PRESSÃO POR ATRITO

Neste ítem resultados experimentais para perda de pressão levantados no presente estudo são comparados aos seguintes métodos de previsão disponíveis na literatura: modelo homogêneo com viscosidade dinâmica dada por Cicchitti *et al.* (1960), Lockhart e Martinelli (1949) com parâmetro C ajustado por Chisholm (1967) e Mishima e Hibiki (1996), Friedel (1979), método proposto por Müller–Steinhagen e Heck (1986) e o modelo mecanicista proposto por Cioncolini *et al.* (2009).

Os métodos de previsão de perda de pressão por atrito foram selecionados com base em resultados de comparações realizadas por diversos autores entre eles Tripplet *et al.* (1999), Ribatski *et al.* (2006), Pehlivan *et al.* (2006), Revelin e Thome (2007c), Felcar e Ribatski (2008), Sun e Mishima (2009), Ducoulombier *et al.* (2011), Tibiriçá e Ribatski (2011), Da Silva *et al.* (2011) e Kim e Mudawar (2012). Segundo estes autores, estes métodos são os que apresentam resultados para previsão da perda de pressão por atrito em canais de diâmetro reduzido mais próximos aos experimentais, porém insatisfatórios para uma base de dados ampla contendo dados de distintos laboratórios.

Neste estudo, os métodos são avaliados de acordo com o erro médio absoluto em % (η) e a parcela de dados previstos com desvio em relação aos resultados experimentais inferior a 30% (ζ). O erro médio absoluto é definido através da seguinte equação:

$$\eta(\%) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{\left(\left(\frac{\Delta p}{L} \right)_{Experimental} - \left(\frac{\Delta p}{L} \right)_{Estimado} \right)}{\left(\frac{\Delta p}{L} \right)_{Experimental}} \right| * 100 \quad (5.1)$$

onde N é número de dados experimentais.

A Tabela 5.2 apresenta os parâmetros estatísticos resultantes da avaliação dos métodos de previsão em relação aos dados levantados no presente estudo.

O modelo homogêneo com a viscosidade dinâmica proposto por Cicchitti *et al.* (1960) apresenta os melhores resultados para previsão do banco de dados levantado neste estudo, com 89% dos dados experimentais apresentando erro inferior a 30%. Além disso, este método mostra-se também o mais adequado para o refrigerante R134a, conforme apresentado na Tabela 5.2.

O método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) também correlaciona razoavelmente os dados experimentais levantados neste estudo, apresentando 77% dos dados experimentais com erro inferior a 30%.

Tabela 5.2 – Resultados dos parâmetros estatísticos na avaliação dos métodos de previsão da perda de pressão por atrito em relação aos dados experimentais do presente estudo.

Autores	R245fa			R134a			Base de dados total		
	114 pontos	ζ (%)	η (%)	286 pontos	ζ (%)	η (%)	400 pontos	ζ (%)	η (%)
Homogêneo–Cicchitti <i>et al.</i> (1960)		18	83		16	90		17	89
Chisholm (1967)		14	84		124	14		93	34
Friedel (1979)		83	0		80	0		80	0
Müller-Steinhagen and Heck (1986)		20	75		22	77		21	77
Mishima e Hibiki (1996)		63	10		60	5		61	6
Cioncolini <i>et al.</i> (2009)		14	90		63	14		49	36

As Figs. 5.8 e 5.9 ilustram as comparações estatísticas entre os resultados experimentais e estimados através do modelo homogêneo com a viscosidade dinâmica proposto por Cicchitti *et al.* (1960). Nestas ilustrações, observa-se que este modelo superestima os resultados experimentais para velocidades mássicas superiores, fluido refrigerante R134a e temperatura de saturação de 31°C.

A Fig. 5.10 ilustra uma comparação entre o modelo de Müller–Steinhagen e Heck (1986) e a totalidade de resultados levantados neste estudo. Este modelo também superestima os dados experimentais para resultados com perdas de pressão superiores, comportamento que se acentua em títulos de vapor elevados. Baseado nestes resultados, um novo ajuste para o coeficiente multiplicativo e expoente da correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) foi proposto baseado nos resultados experimentais levantados neste estudo, cujas proposição e análise encontram-se detalhadas no próximo item.

Figura 5.8 – Comparação entre os resultados experimentais para todo banco de dados levantado no presente estudo e o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica proposta por Cicchitti *et al.* (1960).

Figura 5.9 - Comparação entre os resultados experimentais para o refrigerante R134a, $T_{\text{sat}}=31^{\circ}\text{C}$ e o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica proposta por Cicchitti *et al.* (1960).

Figura 5.10 - Comparação entre os resultados experimentais para todo banco de dados levantado no presente estudo e o método de previsão proposto por Müller-Steinhagen e Heck (1986).

O método proposto por Cioncolini *et al.* (2009) apresentou as melhores previsões para o refrigerante R245fa, com 90% dos dados experimentais apresentando erro inferior a 30%. Porém no caso do R134a este modelo apresentou resultados insatisfatórios prevendo apenas 14% dos dados experimentais com erro inferior a 14%, conforme indicado na Tabela 5.2. A Fig. 5.11 ilustra uma comparação entre as estimativas deste modelo e os resultados experimentais. Conforme indicado, verificou-se resultados superestimados para temperatura de saturação de 41°C e subestimados temperatura de 31°C para a perda de pressão por atrito.

O método de Chisholm (1967) baseado no modelo de Lockhart e Martinelli (1949) também prevê razoavelmente o banco de dados levantado para o refrigerante R245fa, porém falho na previsão de dados experimentais para o refrigerante R134a.

As Fig. 5.12 e 5.13 apresentam os resultados das tendências na comparação destes modelos, pois é importante que a previsão capture tendência e não apresente somente resultados satisfatórios segundo as análises estatísticas.

Figura 5.11 - Comparação entre os resultados experimentais para os dados levantados para R245fa e o método de previsão proposto por Cioncolini *et al.* (2009).

Figura 5.12 - Comparação entre métodos preditivos e os resultados experimentais para perda de pressão por atrito para o R245fa, $T_{\text{sat}} = 31^\circ\text{C}$, $D=1,1\text{ mm}$, $G = 500\text{ kg/m}^2\text{s}$.

Figura 5.13 - Comparação entre métodos preditivos e os resultados experimentais para perda de pressão por atrito para R134a, $T_{\text{sat}} = 31^\circ\text{C}$, $D=1,1\text{ mm}$, $G=500\text{ kg/m}^2\text{s}$.

Nas Fig. 5.12 e 5.13, observa-se que o modelo de Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresentou previsões satisfatórias para a perda de pressão por atrito com títulos de vapor reduzidos, porém o modelo superestima os resultados para títulos de vapor elevados. O modelo homogêneo com viscosidade dinâmica dada por Cicchitti *et al.* (1960) também apresenta previsões satisfatórias segundo a tendências apresentadas nas Fig. 5.12 e 5.13.

5.3 CORRELAÇÃO PARA ESTIMATIVA DA PERDA DE PRESSÃO POR ATRITO

Este item apresenta uma descrição das modificações implementadas no método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) proposto para previsão da perda de pressão por atrito em canais convencionais.

A opção pelo desenvolvimento do método a partir da correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) ocorreu pela sua simplicidade e por este ter apresentado previsões razoáveis do banco de dados levantado neste estudo. Assim, com o objetivo de aprimorar as estimativas deste método para canais de diâmetro reduzido, já que o banco de dados no qual é baseado envolve primordialmente resultados para macro-canais, novos expoente e coeficiente angular foram ajustados para este método com base nos dados levantados durante este estudo.

A partir de uma base de 487 dados experimentais composta pelos refrigerantes halogenados R245fa e R134a, canais circulares com diâmetros interno de 1,1 e 2,32 mm, velocidades mássicas entre 200 e 1400 kg/m²s, foi ajustado o coeficiente e o expoente das funções matemáticas que descrevem a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986), dadas pelas seguintes equações:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{atrito}} = H(1-x)^{\frac{1}{\lambda}} + Bx^{\lambda} \quad (5.2)$$

$$H = A + \omega(B-A)x \quad (5.3)$$

$$A = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{L0} \quad (5.4)$$

$$B = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{V0} \quad (5.5)$$

onde ω e λ foram os parâmetros ajustados com base nos dados experimentais do presente estudo.

Inicialmente utilizou-se o método dos mínimos quadrados, o qual se trata de um método de regressão matemática que busca encontrar o melhor ajuste para um conjunto de dados, minimizando a soma dos quadrados das diferenças entre os valores medidos e os estimados. Através deste método obteve-se um sistema não-linear que foi solucionado através do método de Newton-Raphson.

A partir deste procedimento obteve-se para os parâmetros ω e λ , valores iguais a 1,037 e 1,026, respectivamente.

De maneira similar ao método proposto por Müller-Steinhagen e Heck (1986), a influência do padrão de escoamento local na perda de pressão não foi considerada, no entanto a maioria dos resultados experimentais de perda de pressão foram obtidos durante o escoamento anular, identificado subjetivamente com o auxílio da câmera de alta velocidade. Vale destacar que com a redução do diâmetro do tubo a predominância do padrão anular é intensificada.

A Figura 5.14 ilustra uma comparação entre os resultados experimentais e os valores correspondentes estimados através do método proposto no presente estudo envolvendo o banco de dados completo.

Conforme ilustrado na Fig. 5.14, as estimativas para perda de pressão correspondente a seção de testes com diâmetro de 2,3 mm e vazões inferiores são as que apresentam erros superiores, subestimando de uma maneira geral os resultados experimentais. O fato das incertezas dos resultados experimentais serem superiores nestas condições favorece tal cenário. Vale destacar também que perdas de pressão reduzidas estão relacionadas a títulos de vapor inferiores, condição em que se verificam os padrões bolhas e bolhas alongadas, cuja previsão, a princípio não é o objetivo deste método.

Figura 5.14 - Comparação entre os gradientes de perda de pressão por atrito estimados através da correlação proposta e os resultados experimentais para o banco de dados completo, com tubos com diâmetros internos de 1,1 mm e 2,3 mm.

A Fig. 5.15 apresenta uma comparação entre os resultados experimentais para a seção de testes com 1,1 mm de diâmetro e os valores correspondentes estimados através do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) modificado. Comparação similar encontra-se na Fig. 5.16 apenas para o refrigerante R134a e seção com diâmetro de 1,1 mm.

Figura 5.15 - Comparação entre os gradientes de perda de pressão por atrito estimados através da correlação proposta e os resultados experimentais para R134a e R245fa com $D = 1,1 \text{ mm}$

Figura 5.16 - Comparação entre os gradientes de perda de pressão por atrito estimados através da correlação proposta e os resultados experimentais para R134a e $D = 1,1 \text{ mm}$.

Considerando que uma correlação não deve fornecer apenas erros médios reduzidos, mas também capturar as tendências dos resultados experimentais, as Figs. 5.17 e 5.18, apresentam a variação com o título de vapor dos gradientes de pressão segundo os resultados experimentais e estimados através do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) com os parâmetros originais e os propostos neste estudo.

De uma maneira geral, com base na análise das Figs. 5.18 e 5.19, conclui-se que o método proposto no presente estudo captura satisfatoriamente as tendências dos resultados experimentais, prevendo inclusive o deslocamento do pico do gradiente de pressão para títulos de vapor distintos com a variação dos parâmetros experimentais. A partir da análise destas figuras, observa-se também que a correlação ajustada proposta neste trabalho apresenta melhores estimativas dos dados experimentais levantados se comparada ao método originalmente proposto por Müller-Steinhagen e Heck (1986). Além disso, a discrepância do método original se acentua com o incremento do título de vapor.

Figura 5.17 - Comparação entre os resultados experimentais dos gradientes de pressão e estimados através do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e oMüller-Steinhagen e Heck (1986) modificado para R134a, $G = 900 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $T_{\text{sat}} = 41^\circ \text{ C}$.

Figura 5.18 - Comparação entre os resultados experimentais dos gradientes de pressão e estimados através do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e o Müller-Steinhagen e Heck (1986) modificado para R134a, $G = 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $T_{\text{sat}} = 31^\circ \text{C}$.

Figura 5.19 Comparação entre os resultados experimentais dos gradientes de pressão e estimados através do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e o Müller-Steinhagen e Heck (1986) modificado para R245fa, $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $T_{\text{sat}} = 31^\circ \text{C}$.

A Tabela 5.3 apresenta os resultados dos parâmetros estatísticos da comparação entre os dados experimentais e as estimativas da perda de pressão por atrito através do método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) modificado proposto neste estudo.

Através dos resultados expostos, observa-se que o método proposto apresenta resultados satisfatórios para previsão da perda de pressão por atrito dos resultados experimentais levantados no presente estudo, independentemente das características experimentais consideradas na segregação dos dados.

Tabela 5.3 - Resultados dos parâmetros estatísticos na avaliação da perda de pressão por atrito através da correlação proposta em relação aos dados experimentais neste estudo.

Parâmetros	Nº de pontos	ζ (%)	η (%)
banco de dados completo	487	17	83
Seção de teste de 1,1 mm (R245fa e R134a)	400	14	90
Seção de teste de 1,1 mm (R134a)	114	17	81
Seção de teste de 1,1 mm (R134a)	286	13	94

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Inicialmente, o presente estudo envolveu uma extensa revisão da literatura sobre perda de pressão em escoamentos bifásicos no interior de canais de diâmetro reduzido, fornecendo embasamento teórico para análise dos resultados experimentais obtidos neste trabalho.

Foram levantados resultados para um canal circular com diâmetro interno igual a 1,1 mm para os refrigerantes halogenados R245fa e R134a. Através dos resultados obtidos foram ajustados novos parâmetros empíricos para a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986), visando o desenvolvimento de um método para previsão da perda de pressão durante escoamentos bifásicos no interior de canais com diâmetro reduzido.

Nos sub-ítems a seguir são apresentadas as principais conclusões deste estudo e recomendações para trabalhos futuros.

6.1 CONCLUSÕES

As seguintes conclusões podem ser extraídas a partir deste estudo:

- Com base na análise da literatura conclui-se que efeitos da tensão superficial são relevantes na determinação dos comportamentos do escoamento bifásico em canais de diâmetro reduzido;
- O método proposto por Arcanjo *et al.* (2010) para determinação da fração de vazio em canais de diâmetro reduzido, para o escoamento segundo bolhas alongadas foi comparado ao modelo homogêneo e ao método de Rouhanni e Axelsson (1970), proposto para canais convencionais. Rouhanni e Axelsson (1970) é o que melhor se aproxima das previsões proporcionadas pelo método de Arcanjo *et al.* (2010). Entretanto vale destacar que tais previsões não são satisfatórias;
- A queda de pressão aceleracional ou por efeito ‘*flashing*’ determinada para as condições deste estudo, considerando o método de previsão da fração de vazio de Rouhanni–Axelsson (1970) verificou-se desprezível comparada a perda de

pressão total, apresentando um valor médio em torno de 1% da perda de pressão por atrito;

- Entre os métodos de previsão da perda de pressão no interior de canais de diâmetro reduzido levantados na literatura, geralmente o modelo homogêneo com viscosidade dinâmica de Cicchitti *et al.* (1960) e a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) são que apresentam segundo a literatura, as melhores previsões de dados experimentais para a perda de pressão por atrito em canais de diâmetro reduzido;
- De uma maneira geral, a perda de pressão por atrito se eleva com o incremento da velocidade mássica, redução da temperatura de saturação e diâmetro do tubo e para refrigerantes com volumes específicos da fase vapor superiores, como é o caso do R245fa em relação ao R134a.
- Ocorre o incremento da perda de pressão com o incremento do título de vapor até um valor máximo. A partir do qual, há redução da perda de pressão com incremento do título de vapor. Para esta condição verificou-se através de imagens do escoamento a presença de filme líquido junto à parede em todo o perímetro do tubo, portanto concluiu-se que a ocorrência deste pico não coincide com a secagem de parede;
- Entre os métodos de estimativa da perda de pressão por atrito avaliados, o modelo homogêneo com a viscosidade dinâmica da mistura bifásica dada por Cicchitti *et al.* (1960) e o método proposto por Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresentaram melhores resultados para o banco de dados levantado neste estudo. O modelo de Cioncolini *et al.* (2009) apresentou resultados satisfatórios para a estimativa da perda de pressão por atrito para o fluido R245fa;
- O método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) modificado através do ajuste de novos parâmetros empíricos previu satisfatoriamente os dados levantados no presente estudo para um tubo com diâmetro interno de 1,1mm somados a dados para o tubo com diâmetro de 2,3 mm levantados por Tibiricá *et al.* (2011) e Tibiricá e Ribastki (2011), apresentando erro absoluto médio de 14% e prevendo 90 % dos resultados experimentais com erro inferior a 30%.

6.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base nos conhecimentos adquiridos através da realização deste estudo são formuladas as seguintes recomendações para trabalhos futuros envolvendo a perda de pressão por atrito durante escoamentos bifásicos em canais de diâmetros reduzidos:

- Ampliação do banco de dados obtido através da realização de ensaios experimentais para outros fluidos e diâmetros inferiores ao utilizado no presente estudo;
- Definição dos padrões de escoamento a partir da utilização de métodos objetivos, que incorporem parâmetros experimentais intrinsecamente relacionadas ao padrão de escoamento. Incorporação destes resultados a novos métodos de previsão da perda de pressão por atrito;
- Estudo e desenvolvimento de métodos para estimativa da fração de vazio superficial para canais de diâmetro reduzido. Ressalta-se a importância da determinação precisa da fração de vazio para estimativa da perda de pressão e do coeficiente da transferência de calor, além da previsão da transição entre padrões de escoamento;
- Estudo do efeito de ondas na perda de pressão por atrito e no pico de pressão verificado para títulos de vapor elevados, incluindo-se a medição do filme de líquido.

7 REFERÊNCIAS

ABERNETHY, R.B. e THOMPSON, J.W. Handbook, Uncertainty in gas turbine measurement. National Technical Information Service. Fevereiro de 1983.

ARCANJO, A. A., TIBIRIÇÁ, C. B., RIBATSKI, G. Evaluation of flow patterns and elongated bubble characteristics during the flow boiling of halocarbon refrigerants in a micro-scale channel. *Exp. Thermal and Fluid Science*, vol. 34, pp. 766-775, 2010.

BARNEA, D., LUNINSKI, Y., TAITEL, Y. Flow Pattern in Horizontal and Vertical Two-Phase Flow in Small Diameter Pipes, *Can. J. Chem. Eng.*, vol. 61, pp. 617-620, 1983.

BEATTIE, D. R. H., AND WHALLEY, P. B. A Simplified Two-Phase Frictional Pressure Drop Prediction Method. *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 8, pp. 83– 87, 1982.

CELATA, G. P., CUMO, M., GERVASI, M., ZUMMO, G. Flow Pattern Analysis of Flow Boiling in Microgravity, *Multiphase Science and Technology*, vol. 19, pp.183-210, 2007.

CELATA, G. P. Single- and two-phase flow heat transfer in micropipes. In: 5th European Thermal-Science Conference, Netherlands, 2008.

CHEN, I. Y., YANG, K., CHANG, Y., YANG, C. Two-phase pressure drop of air-water and R 410a in small horizontal tubes. *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 27, pp. 1293-1299.

CHENG, P., WU, H. Mesoscale and microscale phase-change heat transfer. *Advances in Heat Transfer*, vol. 39. pp. 469–573, 2006.

CICCHITTI, A., LOMBARDI, C., SILVESTRI M., SOLDAINI, G., ZAVATTARELLI, R. Two-Phase Cooling Experiments-Pressure Drop, Heat Transfer and Burnout Measurements, *Energ. Nucl.*, vol. 7, pp. 407–425, 1960.

COLLIER, J. G. e THOME, J. R. Convective boiling and condensation. Third Edition. Claredon Press: Oxford, 1994.

CIONCOLINI, A., THOME, J. R., LOMBARDI, C. “Unified macro-to-microscale method to predict two-phase frictional pressure drops of annular flows. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 35, pp.1138–1148, 2009.

CONSOLINI, L. Convective Boiling Heat Transfer in a Single Micro-Channel. PhD thesis, Swiss Federal Institute of Technology Lausanne (EPFL), Switzerland, 2008.

DAMIANIDES, C. A., WESTWATER, J. M. Two-phase flow patterns in a compact heat exchanger and in small tubes. In: *Proceedings 2nd UK National Conference On Heat Transfer*, vol. 2, Glasgow, Scotland, pp. 1257–1268, 1988.

DA SILVA, J.D., TIBIRIÇÁ, C.B., RIBATSKI, G. Two-phase frictional pressure drop and flow boiling heat transfer for R245fa in a 1.1mm Tube, In: *23rd. IIR International Congress of Refrigeration*, Prague, Czech Republic, 2011

DAVIDSON, P. H., HARDIE, C. G., HUMPHREYS, R., MARKSON, A. A., MUMFORD, A. R., RAVESE, T. Studies of Heat Transmission Through Boiler Tubing at Pressures From 500 to 3300 Pounds, *Trans. ASME*, 65, pp. 553–591, 1943.

DUKLER, A. E., WICKS, M., CLEVELAND, R. G. Pressure Drop and Hold-Up in Two-Phase Flow. Part A—A Comparison of Existing Correlation, Part B—An Approach Through Similarity Analysis, *AIChE J.*, 10, pp. 38– 43, 1964.

DUTKOWSKI, KRZYSZTOF. Two-phase pressure drop of air–water in minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 5185-5192, 2009.

FELCAR, H. O. M., RIBATSKI, G., JABARDO, J. M. S. A Gas-Liquid Flow Pattern Predictive Method for Macro- and Mini-Scale Round Channels, In: *10th UK National Heat Transfer Conference*, Edinburgh, UK, 2007.

FELCAR, H. O. M., RIBATSKI, G. Avaliação de métodos preditivos para perda de carga durante o escoamento bifásico e a ebulição convectiva em micro-canais, in: *Proceedings of the 1st Brazilian Meeting on Boiling, Condensation and Multiphase Flow*, Florianópolis, Brazil, paper MF-104, 2008.

FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, *European Two-Phase Flow Group Meeting*, Paper E2, Ispra, Italy, 1979.

- GARCIA, F., GARCIA, R., PADRINO, J. C., MATA, C., TRALLERO, J. L., JOSEPH, D. D. Power Law Composite Power Law Friction Factor Correlations for Laminar Turbulent Gas-Liquid Flow in Horizontal Pipelines,” *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 29, pp. 1605–1624, 2003.
- HULBURT, E., NEWELL, T. Prediction of the Circumferential Film Thickness Distribution in Horizontal Annular Gas-liquid Flow, *J. Fluids Engineering*, vol. 122, pp. 396-402, 2000.
- KANDLIKAR, S. G., GRANDE, W.J. Evolution of micro channel flow passages- Thermo hydraulic performance and fabrication technology, *Heat Transfer Engineering*, vol. 24, pp. 3-17, 2003.
- KANDLIKAR, S. G. Scale Effects on Flow Boiling in Microchannels: A Fundamental Perspective, *Int. Journal Thermal Sciences*, vol. 49, pp. 1073-1085, 2010.
- KANIZAWA, F. T. Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas. 2011. Dissertação. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos.
- KANIZAWA, F. T., DE OLIVEIRA, L.P.R., RIBATSKI, G. State-of-the-art review on flow patterns, superficial void fraction and flow-induced vibration during two-phase flows across tube bundles. *Fluids Engineering Summer Meeting*. Puerto Rico, USA. 2012
- KAWAHARA, A., CHUNG P. M. Y., KAWAJI, M., Investigation of two-phase flow pattern, void fraction and pressure drop in a microchannel, *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 28, pp. 1411–1435, 2002.
- KEW, P., CORNWELL, K. Correlations for Prediction of Boiling Heat Transfer in Small Diameter Channels, *Appl. Thermal Eng.*, vol. 17, pp. 705-715, 1997.
- LEE, H. J., LEE, S. Y. Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights, *Int J Multiphase Flow*, vol. 27, pp. 783-796, 2001.
- LI, J., WANG, B. Size effect on two-phase flow regime for condensarion in micro/ mini tubes, *Heat Transfer – Asian Research*, vol. 32, pp. 65–71, 2003.

- LIN, S., KEW, P. A., CORNWELL, K. Two-phase flow regimes and heat transfer in small tubes and channels. In: Proceedings of 11th IHTC, Kyongju, Korea, vol. 2, pp. 45–50, 1998.
- LIN, S., KWOK, C. C. K., LI, R. Y., CHEN, Z. H., CHEN, Z. Y. Local frictional pressure drop during vaporization for R-12 through capillary tubes, *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 17, 95–102, 1991.
- LOCKHART, R.W e MARTINELLI, R.C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two component flow in pipes. *Chem. Engineering Prog*, vol. 45, pp. 39-48, 1949.
- MC ADAMS, W. H., WOODS, W. K., BRYAN, R. L. Vaporisation Inside Horizontal Tubes—II—Benzene–Oil Mixtures. *ASME J. Heat Transfer*, vol. 64, pp. 193–200, 1942.
- MEHENDAL, S. S., JACOBI, A. M., SHAH, R. K. Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales with Application to Heat Exchanger Design, *Appl. Mech. Rev.*, Vol. 53, pp. 175-193, 2000.
- MISHIMA, K., HIBIKI, T., 1996. Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes. *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 22, pp. 703–712.
- MÜLLER-STEINHAGEN, H., e HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chem. Eng. Process*, vol. 20, pp. 297–308, 1986.
- ONG, C. L., THOME, J. R. Flow Boiling Heat Transfer of R134a, R236fa and R245fa in a Horizontal 1.030 mm Circular Channel, *Exp. Thermal Fluid Science*, vol. 33, pp. 651-663, 2009.
- ONG, C. L., THOME, J. R. Macro-to-micro channel transition in two-phase flow: Part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements. *Exp. Thermal and Fluid Science*, vol. 35, n. 1, pp. 37-47, 2011.
- OWENS, W. L. Two-Phase Pressure Gradient. *International Development in Heat Transfer*, ASME, New York, Pt. II, 1961.
- PEHLIVAN, K., HASSAN, I., VAILLANCOURT, M. Experimental study on two-phase flow and pressure drop in millimeter-size channels. *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 1506-1514, 2006.

- QU, W., MUDAWAR, I. Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 46, pp. 2737–2753, 2003.
- REVELLIN, R., THOME, J.R. Experimental investigation of R-134a and R-245fa two-phase flow in microchannels for different flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 28, pp. 63-71, 2007a.
- REVELLIN, R., THOME, J. R. A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels, *J. Micromech. Microeng*, vol. 17, pp. 788–796, 2007b.
- RIBATSKI, G., WOJTAN, L., THOME, J. R. An analysis of experimental data and prediction methods for two-phase frictional pressure drop and flow boiling heat transfer in micro-scale channels, *Exp. Thermal Fluid Science*, vol. 31, pp. 1-19, 2006.
- RIBATSKI, G. A critical overview on the recent literature concerning flow boiling and two-phase flows inside microscale channels. In: *ECI 8th International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer*. Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Switzerland, 2012.
- ROUHANNI, S. Z. e AXELSSON, E. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. vol. 13, pp.383-393. 1970. doi: 10.1016/0017-9310(70)90114-6.
- SEMPÉRTEGUI TAPIA, D. F. Estudo teórico-experimental dos padrões de escoamento durante a evaporação convectiva no interior de canais com diâmetro reduzido. 2011. Dissertação. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos.
- SERIZAWA, A., FENG, Z., KAWARA, Z., Two-phase flow in microchannels, *Exp. Thermal Fluid Sci*, vol. 26, pp. 703–714, 2002.
- SHEDD, T. A., Two-phase internal flow: Toward a theory of everything, 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Uberlândia – Brazil, 2010.
- SHENG, C. H., PALM, B. The visualization of boiling in small-diameter tubes. In: *Heat Transport and Transport Phenomena in Microsystems*, Banff, 2001.

- SOBIERSKA, E., KULENOVIC, R., MERTZ, R., GROLL, M. Experimental results of flow boiling of water in a vertical microchannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 31, pp. 111–119, 2006.
- SUM, L., MISHIMA, K., 2009. Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels. *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 35, pp. 47–54.
- SUO, M., GRIFFITH, P. Two-phase flow in capillary tubes. *J. Basic Eng*, pp. 576–582, 1964.
- TAITEL, Y., DUKLER, A. E. A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas–Liquid Flow, *AIChE J.*, vol. 22, pp. 47–55, 1976.
- THOME, J. R., RIBATSKI, G. State-of-the-art of two-phase flow and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO₂ in macro- and micro-channels. *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 1149–1168, 2005.
- THOME J.R., “Engineering Data Book III”, published online by Wolverine Tube. <http://www.wlv.com/products/databook/db3/DataBookIII.pdf>, 2007.
- THOME, JOHN R. Engineering Data Book III. EPFL, Switzerland, 2008.
- TIBIRIÇÁ, C. B., RIBATSKI, G. Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 2459–2468, 2010.
- TIBIRIÇÁ, C. B., DA SILVA, J. D., RIBATSKI, G. Experimental Investigation of Flow Boiling Pressure Drop of R134a in a Microscale Horizontal Smooth Tube. *Journal of Thermal Science and Engineering Application*, vol. 3, pp. 0110061 - 0110068, 2011.
- TIBIRIÇÁ, C. B. Estudo teórico-experimental da transferência de calor e do fluxo crítico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais. 2011. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos (EESC), Universidade de São Paulo, São Carlos.
- TRAN, T. N., CHYU, M. -C., WAMBSGANSS, M. W., FRANCE, D. M., Two phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigation and correlation development, *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 26, pp. 1739–1754, 2000.

TRIPLETT, K. A., GHIAASIAAN, S. M., ABDEL-KHALIK, S. I., SADOWSKI, D. L., Gas-liquid two-phase flow in microchannels part I: two-phase flow patterns. *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 25, pp. 377–394, 1999.

ULLMAN, A., BRAUNER, N. The Prediction of Flow Pattern Maps in Minichannels, In: 44th European Two-Phase Flow Group Meeting, École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL) Lausanne, Switzerland, 2006.

WALLIS, GRAHAM B. One-dimensional two-phase flow. McGraw-Hill: New York, 1969.

WANG, J., OGASAWARA, S., HIHARA, E. Boiling heat transfer and air coil evaporator of carbon dioxide, 21st IIR International Congress of Refrigeration, Washington DC, USA, 2003.

WEN, D. S., KENNING, D. B. R. Two-phase pressure drop of water during flow boiling in a vertical narrow channel. *Exp. Thermal Fluid Sci.*, vol. 28, pp. 131–138, 2004.

WHITE, FRANK M. Fluid Mechanics. Fourth Edition. Mc Graw-Hill. ISBN: 0072281928, 1998.

WOJTAN, L. URSENBACHER, T., THOME, J.R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer.*, vol. 48, n. 14, pp. 2955-2969. 2005. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.012.

ZHANG, M., WEBB, R. L. Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, vol. 25, pp. 131–139, 2001.

ZIVI, S. M. Estimation of steady- state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. ASME, 1964.

Apêndice A CALIBRAÇÃO DAS MEDIDAS DE TEMPERATURA E ESTIMATIVAS DE INCERTEZA

A precisão das medidas de temperatura é de extrema relevância para a estimativa perda de pressão neste estudo. Essas medidas também são importantes para a estimativa do balanço de energia e título de vapor. Desta forma, esta seção apresenta a descrição da metodologia e os resultados de aferição e calibração do conjunto de canais e termopares.

A.1 METODOLOGIA DA AFERIÇÃO DOS CANAIS DE TERMOPARES

Os canais de termopares foram calibrados através de um banho termostático da marca HAAKE, modelo C35 e termômetros com rastreabilidade NIST (*National Institute of Standards and Technology*) com intuito de reduzir os erros das medidas de temperatura. Os termopares foram imersos ao banho com uma variação da temperatura entre 5 e 50°C e incremento de 7,5°C a cada medida. Estas medidas foram comparadas aos do termômetro de precisão de 0,05 °C e resolução de 0,1 °C, também imerso ao banho termostático com a solução água+etilenoglicol.

Desta maneira, foram levantadas 5 curvas de calibração com 7,5°C de acréscimo ou decréscimo da temperatura, ou seja, para cada curva foram levantados 30 medidas experimentais, partindo de 5°C até 50°C e posteriormente reduzindo os valores até atingir 5°C.

As estimativas de incerteza e o procedimento da calibração foram baseados em Abernethy e Thompson (1973), conforme apresentado no próximo item.

A.2 ESTIMATIVA DE INCERTEZA

De acordo com o método proposto por Abernethy e Thompson (1973), a incerteza na medida é dada pela soma da incerteza no instrumento de calibração, com a incerteza obtida

através dos ensaios experimentais, determinada como função do desvio médio padrão entre as curvas levantadas.

A incerteza da medida é dada por:

$$U = \pm(B + t_{95}S) \quad (\text{A.1})$$

onde B é o parâmetro que corresponde a precisão do instrumento de referência para calibração, t_{95} corresponde ao intervalo de confiança de 95% para a distribuição de t de *Student* e S a precisão obtida através dos ensaios experimentais, conforme a seguinte equação:

$$S = \pm \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^k s_j^2}{k}} \quad (\text{A.2})$$

sendo K igual ao número de dados experimentais obtidos por curva e S_j o desvio médio padrão para cada ponto considerado. Este é apresentado pela seguinte equação:

$$s_j = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (x_{ij} - \bar{x}_{ij})^2}{N-1}} \quad (\text{A.2})$$

onde N é igual ao número de curvas levantadas, x_{ij} o valor estimado por cada curva i para o ponto j e $\bar{x}_{ij}$ igual a média de x_{ij} .

Para cada curva obtida experimentalmente, é fornecida uma reta com pontos estimados, que serão considerados como valores reais.

$$x_{ij} = a_i x_j + b_i \quad (\text{A.2})$$

onde a_i é o coeficiente angular da reta, b_i coeficiente linear e x_j a medida real de leitura dado pelo instrumento de calibração.

Os graus de liberdade para as medidas de temperatura é apresentado conforme a seguinte equação:

$$df_{TS} = k(N-1) \quad (\text{A.2})$$

A.3 AJUSTE DA CALIBRAÇÃO

A partir dos resultados obtidos experimentalmente, a incerteza das medidas de temperatura foram calculadas, conforme o método apresentado pelo item A.2. Os coeficiente para a leitura real da temperatura foram calculados conforme a seguinte equação e apresentados na Tabela A.1.

$$T_{real} = aT_{medido} + b \quad (A.2)$$

A tabela A.1 apresenta os resultados para os coeficientes e estimativa de incerteza conforme o método apresentado pelo item A.2 para os canais de termopares que foram selecionados para aquisição de medidas, pois apresentaram erros inferiores para estimativa de incertezas. Observa-se que o erro superior é dado pelo valor de 0,15°C, porém na seção de testes foram utilizados 4 canais que apresentaram os erros inferiores.

Tabela A.1 – Coeficientes para leitura de temperatura e estimativas de incerteza para os canais de termopares.

a	b [°C]	U [±°C]
1,009468	1,055377	0,1
1,003298	0,901263	0,1
0,99315	2,357192	0,15
0,993102	2,122918	0,15
0,992704	2,363671	0,1
0,993084	2,355928	0,15
0,993048	1,819681	0,15
0,993495	2,080502	0,15

Apêndice B RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste item é apresentado através da Tabela B.1 os resultados experimentais obtidos para perda de pressão do presente estudo.

Tabela B.1 – Resultados experimentais obtidos neste estudo

Fluido	D [mm]	T _{sat} [°C]	G [kg/m ² s]	x [-]	$\Delta p_{\text{atr}}_{\text{ito}}$ [kPa/m]	Δp_{acel} [kPa/m]
R134a	0,0011	21,9	199,8	0,49	20,85	0,0210
R134a	0,0011	22	200,3	0,55	22,13	0,0253
R134a	0,0011	21,9	200,1	0,60	23,99	0,0309
R134a	0,0011	22	200	0,65	24,14	0,0339
R134a	0,0011	21,95	200,1	0,70	24,33	0,0377
R134a	0,0011	22,09	199,5	0,75	26,45	0,0452
R134a	0,0011	22,08	200	0,80	27,31	0,0502
R134a	0,0011	22,04	199,6	0,85	26,49	0,0533
R134a	0,0011	21,97	200,1	0,86	22,78	0,0472
R134a	0,0011	22,03	299,9	0,10	9,566	0,0067
R134a	0,0011	22,07	300	0,16	12,32	0,0099
R134a	0,0011	22,02	300	0,20	14,79	0,0140
R134a	0,0011	22,02	300,1	0,25	15,55	0,0170
R134a	0,0011	22,03	299,9	0,30	18,54	0,0247
R134a	0,0011	22,01	299,9	0,35	22,09	0,0336
R134a	0,0011	22,01	300	0,40	25,21	0,0460
R134a	0,0011	22,04	299,9	0,45	26,32	0,0518
R134a	0,0011	22,04	299,7	0,50	27,99	0,0619
R134a	0,0011	22,03	314,8	0,60	39,55	0,1276
R134a	0,0011	22,02	299,9	0,65	36,52	0,1131
R134a	0,0011	22	300,2	0,70	33,71	0,1192
R134a	0,0011	22,03	299,8	0,75	35,56	0,1384

R134a	0,0011	22,02	400,2	0,20	30,49	0,0530
R134a	0,0011	22,03	400	0,25	35,43	0,0711
R134a	0,0011	22,05	400	0,30	42,13	0,0991
R134a	0,0011	22,05	400	0,36	43,89	0,1192
R134a	0,0011	22,01	400,4	0,40	47,38	0,1504
R134a	0,0011	22,03	400,3	0,45	51,1	0,1822
R134a	0,0011	22,08	400,3	0,50	53,69	0,213
R134a	0,0011	22,04	400	0,55	59,46	0,2684
R134a	0,0011	22,01	400	0,60	58,64	0,2964
R134a	0,0011	22,04	400,5	0,65	62,21	0,3514
R134a	0,0011	22,03	400,1	0,70	64,23	0,4012
R134a	0,0011	22,02	400,5	0,76	64,06	0,4467
R134a	0,0011	22,06	500,2	0,15	37,27	0,0884
R134a	0,0011	22,03	500,1	0,20	47,98	0,1327
R134a	0,0011	22,04	500,2	0,25	55,13	0,173
R134a	0,0011	22,09	500	0,30	61,92	0,2289
R134a	0,0011	22,04	500,2	0,35	66,57	0,2779
R134a	0,0011	22,02	500,1	0,40	72,59	0,3532
R134a	0,0011	22,04	500,1	0,45	76,56	0,4258
R134a	0,0011	22,06	500,2	0,50	78,48	0,4857
R134a	0,0011	22,03	599,7	0,23	55	0,2274
R134a	0,0011	22,03	599,3	0,32	62,86	0,3522
R134a	0,0011	31,1	399,8	0,05	7,817	0,0060
R134a	0,0011	31,09	400	0,10	4,611	0,0034
R134a	0,0011	31,04	399,8	0,15	9,442	0,0083
R134a	0,0011	31,02	400,2	0,20	14,57	0,0169
R134a	0,0011	31,02	399,8	0,25	19,69	0,0259
R134a	0,0011	31,03	400	0,30	22,48	0,0342
R134a	0,0011	31,02	400,3	0,35	24,87	0,0437
R134a	0,0011	31,03	400,4	0,40	27,93	0,0562
R134a	0,0011	31,03	400	0,45	31,24	0,0711

R134a	0,0011	31,06	399,7	0,50	32,62	0,0860
R134a	0,0011	31,01	400,1	0,55	35,31	0,1019
R134a	0,0011	31,03	400,2	0,60	37,42	0,1191
R134a	0,0011	31,04	400,1	0,65	38,33	0,1335
R134a	0,0011	31,05	400,8	0,70	38,68	0,1459
R134a	0,0011	31,04	399,9	0,75	40,05	0,1671
R134a	0,0011	31,09	396,9	0,80	32,39	0,1395
R134a	0,0011	31,13	400	0,85	43,62	0,2158
R134a	0,0011	31,05	500	0,05	9,024	0,0118
R134a	0,0011	31,06	500,2	0,10	10,94	0,0159
R134a	0,0011	31,05	500	0,15	17,19	0,0264
R134a	0,0011	31,03	500,2	0,20	22,64	0,0447
R134a	0,0011	31,03	500,3	0,25	28,16	0,061
R134a	0,0011	31,02	499,1	0,31	33,77	0,0840
R134a	0,0011	31,02	500,2	0,35	36,75	0,1026
R134a	0,0011	31	500,1	0,40	41,78	0,1308
R134a	0,0011	31,01	500,3	0,45	45,68	0,163
R134a	0,0011	30,99	500,9	0,50	48,54	0,1888
R134a	0,0011	31,04	500,1	0,55	53,81	0,2407
R134a	0,0011	31,03	500,2	0,60	56,87	0,2755
R134a	0,0011	31,04	500,7	0,65	57,27	0,3045
R134a	0,0011	31,06	500,3	0,70	56,8	0,3345
R134a	0,0011	31,04	499,9	0,75	57,56	0,3737
R134a	0,0011	31,06	499,8	0,80	54,96	0,3854
R134a	0,0011	31,01	499,3	0,85	51,11	0,398
R134a	0,0011	31,06	599,9	0,05	17,18	0,0337
R134a	0,0011	31,05	600	0,10	20,06	0,0406
R134a	0,0011	31	599,9	0,15	25,84	0,0605
R134a	0,0011	31,05	599,7	0,20	41,02	0,1122
R134a	0,0011	31,01	599	0,25	46,91	0,1413
R134a	0,0011	31,04	599,6	0,30	52,85	0,1799

R134a	0,0011	31,01	599,9	0,35	63,26	0,2524
R134a	0,0011	31,03	599,1	0,40	75,86	0,3384
R134a	0,0011	31,02	600,5	0,45	81,44	0,4124
R134a	0,0011	31,04	600,8	0,50	83,46	0,467
R134a	0,0011	30,99	598,2	0,55	65,88	0,4149
R134a	0,0011	30,98	599,8	0,60	69,52	0,4949
R134a	0,0011	31	599,8	0,65	72,91	0,5664
R134a	0,0011	31	599,8	0,70	74,69	0,6408
R134a	0,0011	31,01	600,7	0,75	76,46	0,7208
R134a	0,0011	30,98	599,5	0,85	75,85	0,8369
R134a	0,0011	31,08	699,9	0,05	24,67	0,0680
R134a	0,0011	31,01	700,3	0,10	32,74	0,0989
R134a	0,0011	31,04	700,2	0,15	44,53	0,147
R134a	0,0011	31,04	700,3	0,20	55,82	0,2086
R134a	0,0011	31,05	699,9	0,25	59,87	0,2497
R134a	0,0011	31,02	699,4	0,31	71,75	0,3422
R134a	0,0011	31	699,4	0,35	78,1	0,4191
R134a	0,0011	30,99	699,8	0,40	83,34	0,5022
R134a	0,0011	31	699,8	0,45	93,64	0,6383
R134a	0,0011	30,99	701,3	0,50	97,55	0,7474
R134a	0,0011	31,02	700,2	0,55	98,79	0,8418
R134a	0,0011	31,01	701,5	0,60	113,2	1,074
R134a	0,0011	30,98	700,3	0,65	118,8	1,26
R134a	0,0011	31,01	699,8	0,70	119,8	1,384
R134a	0,0011	31	700,2	0,75	120,5	1,525
R134a	0,0011	31,06	700,6	0,80	111,9	1,546
R134a	0,0011	31,03	700,3	0,85	104,3	1,567
R134a	0,0011	31,08	799,8	0,05	32,52	0,1202
R134a	0,0011	31,05	800,1	0,10	43,93	0,1693
R134a	0,0011	31,1	799,9	0,15	44,79	0,1968
R134a	0,0011	31,02	800	0,20	57,98	0,281

R134a	0,0011	31,04	800	0,25	70,52	0,3882
R134a	0,0011	31,13	800,1	0,30	79,42	0,4891
R134a	0,0011	31,02	800	0,35	89,78	0,6182
R134a	0,0011	31,03	800	0,40	99,53	0,7891
R134a	0,0011	31,01	799,9	0,45	106,9	0,9565
R134a	0,0011	31	799,6	0,50	111,6	1,12
R134a	0,0011	30,98	800	0,55	114,2	1,288
R134a	0,0011	30,96	799,7	0,60	118,2	1,466
R134a	0,0011	30,98	799,8	0,65	122,7	1,703
R134a	0,0011	30,97	799,9	0,70	126,9	1,928
R134a	0,0011	30,99	799,5	0,75	127	2,101
R134a	0,0011	30,96	799,8	0,80	122,4	2,209
R134a	0,0011	31,05	900,4	0,05	15,68	0,0753
R134a	0,0011	31,05	900,3	0,10	30,41	0,1586
R134a	0,0011	30,97	900,2	0,16	48,91	0,2788
R134a	0,0011	30,98	900,2	0,20	55,66	0,3461
R134a	0,0011	31,03	900,2	0,25	75,95	0,5215
R134a	0,0011	30,99	900,5	0,30	85,98	0,6726
R134a	0,0011	31,01	900,6	0,35	101,6	0,8917
R134a	0,0011	30,95	900,3	0,40	112,1	1,137
R134a	0,0011	30,96	900,2	0,45	119,5	1,355
R134a	0,0011	30,96	900,3	0,50	128,2	1,613
R134a	0,0011	30,99	900,5	0,55	136,3	1,932
R134a	0,0011	30,92	900,3	0,60	137,2	2,177
R134a	0,0011	30,92	900	0,65	141,2	2,503
R134a	0,0011	30,94	900,3	0,70	143,4	2,736
R134a	0,0011	31,05	1000	0,05	30,18	0,1821
R134a	0,0011	31,04	1000	0,10	63,48	0,4039
R134a	0,0011	31,01	1000	0,15	82,88	0,5697
R134a	0,0011	31,01	1000	0,20	94,98	0,7077
R134a	0,0011	30,96	1000	0,25	103,8	0,8913

R134a	0,0011	31,03	1000	0,30	115,3	1,11
R134a	0,0011	30,97	1000	0,35	117,5	1,283
R134a	0,0011	30,97	1000	0,40	130	1,598
R134a	0,0011	30,93	1000	0,45	144,2	2,003
R134a	0,0011	30,94	1000	0,50	142,5	2,213
R134a	0,0011	30,96	1000	0,55	156,1	2,692
R134a	0,0011	30,95	1000	0,60	165,6	3,202
R134a	0,0011	30,97	1000	0,65	173,8	3,747
R134a	0,0011	31,07	1100	0,04	32,23	0,2374
R134a	0,0011	31,05	1100	0,10	67,16	0,5153
R134a	0,0011	31,07	1100	0,14	83,51	0,6775
R134a	0,0011	31,02	1100	0,20	102,4	0,9519
R134a	0,0011	31,03	1100	0,25	116,1	1,19
R134a	0,0011	30,98	1100	0,30	125,8	1,462
R134a	0,0011	30,97	1100	0,35	140,3	1,847
R134a	0,0011	30,98	1100	0,40	153,5	2,286
R134a	0,0011	30,98	1100	0,45	166,5	2,803
R134a	0,0011	30,95	1100	0,49	171,9	3,217
R134a	0,0011	30,93	1100	0,55	177,5	3,712
R134a	0,0011	31,04	1200	0,06	48,77	0,4342
R134a	0,0011	31,04	1200	0,10	67,3	0,6288
R134a	0,0011	31,01	1200	0,15	86,05	0,8574
R134a	0,0011	31,05	1200	0,20	106,9	1,159
R134a	0,0011	30,96	1200	0,25	133,9	1,655
R134a	0,0011	30,98	1200	0,30	153,3	2,118
R134a	0,0011	30,95	1200	0,35	171,2	2,692
R134a	0,0011	30,95	1200	0,40	184	3,242
R134a	0,0011	30,94	1200	0,45	187,3	3,712
R134a	0,0011	30,94	1200	0,50	194,3	4,36
R134a	0,0011	41,1	499,8	0,25	24,43	0,0329
R134a	0,0011	41,03	500,4	0,30	19,57	0,0311

R134a	0,0011	41,02	500	0,36	26,16	0,0459
R134a	0,0011	41,03	500,2	0,40	28,14	0,0563
R134a	0,0011	41,05	500,7	0,45	31,76	0,0712
R134a	0,0011	41,02	500,1	0,50	34,53	0,0821
R134a	0,0011	41,01	499,7	0,55	36,72	0,0991
R134a	0,0011	41,03	499,9	0,60	36,87	0,1123
R134a	0,0011	41,03	500,1	0,66	39,24	0,1314
R134a	0,0011	41,01	500,3	0,7014	40,79	0,1401
R134a	0,0011	41,01	499,8	0,753	40,82	0,1556
R134a	0,0011	41	500,1	0,80	39,94	0,1686
R134a	0,0011	41,14	599,7	0,10	21,02	0,0303
R134a	0,0011	41,11	599,7	0,15	29,14	0,0470
R134a	0,0011	41,12	600	0,20	37,16	0,0691
R134a	0,0011	41,08	599,6	0,25	42,64	0,0864
R134a	0,0011	41,1	599,3	0,30	48,53	0,1119
R134a	0,0011	41,11	599,8	0,35	52,45	0,1315
R134a	0,0011	41,07	599,9	0,40	60,29	0,1761
R134a	0,0011	41,05	599,8	0,45	62,81	0,2003
R134a	0,0011	41,1	599,9	0,50	62,14	0,2166
R134a	0,0011	41,12	599,6	0,55	62,71	0,2356
R134a	0,0011	41,12	599,7	0,60	65,1	0,2757
R134a	0,0011	41,13	600	0,65	65,86	0,3027
R134a	0,0011	41,13	599,6	0,70	67,2	0,3391
R134a	0,0011	41,14	600,2	0,75	67,88	0,3728
R134a	0,0011	41,06	599,9	0,80	65,9	0,3972
R134a	0,0011	41,1	700,3	0,10	29,01	0,0592
R134a	0,0011	41,07	700,1	0,15	37,21	0,0832
R134a	0,0011	41,07	699,8	0,20	46,57	0,1136
R134a	0,0011	41,08	700	0,25	56,93	0,1569
R134a	0,0011	41,02	700,3	0,30	59,44	0,1835
R134a	0,0011	41,04	700,2	0,35	68,7	0,2373

R134a	0,0011	41	700,3	0,40	70,91	0,2708
R134a	0,0011	41,01	700,3	0,45	74,51	0,3212
R134a	0,0011	41,05	700,1	0,50	79,2	0,3813
R134a	0,0011	41,08	700,4	0,55	82,41	0,4362
R134a	0,0011	41,08	700,1	0,60	84,01	0,4789
R134a	0,0011	41,07	700,1	0,65	84,34	0,5329
R134a	0,0011	41,05	700	0,70	85,12	0,602
R134a	0,0011	41,07	700,5	0,75	83,51	0,6412
R134a	0,0011	41,05	700,6	0,80	75,99	0,6205
R134a	0,0011	41,11	800,1	0,10	31,4	0,0853
R134a	0,0011	41,08	800	0,15	41,77	0,1217
R134a	0,0011	41,03	799,9	0,20	53,98	0,1756
R134a	0,0011	41,06	799,8	0,25	62	0,2297
R134a	0,0011	41	800	0,30	68,19	0,272
R134a	0,0011	41,14	800,2	0,35	81,81	0,3679
R134a	0,0011	41,02	799,9	0,40	91,65	0,4669
R134a	0,0011	41	799,8	0,45	93,07	0,5219
R134a	0,0011	41	799,7	0,50	95,65	0,6004
R134a	0,0011	41,04	799,9	0,55	99,1	0,675
R134a	0,0011	41,06	799,9	0,60	102,7	0,7799
R134a	0,0011	41,06	799,8	0,65	105,1	0,8687
R134a	0,0011	41,02	799,7	0,70	104,9	0,9524
R134a	0,0011	41	800,2	0,75	101,8	1,008
R134a	0,0011	41,05	900,4	0,05	30,93	0,1008
R134a	0,0011	41,05	900,3	0,10	40,5	0,1405
R134a	0,0011	41,07	900,1	0,15	53,68	0,205
R134a	0,0011	41,03	900,4	0,20	66,9	0,2754
R134a	0,0011	41,03	900,3	0,25	74,69	0,3413
R134a	0,0011	41,05	900,1	0,30	82,53	0,417
R134a	0,0011	41,07	900,1	0,357	90,73	0,5201
R134a	0,0011	41,03	900,2	0,42	97,74	0,6554

R134a	0,0011	41,08	900,2	0,50	106,1	0,8338
R134a	0,0011	41,01	900,3	0,55	105,6	0,923
R134a	0,0011	41,02	900,3	0,60	106,7	1,016
R134a	0,0011	41,02	900,2	0,65	109,2	1,141
R134a	0,0011	41	900,1	0,70	108,4	1,242
R134a	0,0011	41,13	1000	0,05	26,05	0,1054
R134a	0,0011	41,11	1000	0,10	42,8	0,19
R134a	0,0011	41,08	1000	0,15	55,28	0,2536
R134a	0,0011	41,09	999,7	0,20	74,33	0,3779
R134a	0,0011	41,07	1000	0,25	82,91	0,4752
R134a	0,0011	41,07	1000	0,30	92,56	0,5875
R134a	0,0011	41,03	999,7	0,35	100,4	0,7035
R134a	0,0011	41,05	1000	0,40	108,5	0,8594
R134a	0,0011	40,99	1000	0,45	129,6	1,125
R134a	0,0011	40,98	1000	0,50	129,6	1,261
R134a	0,0011	41,08	1000	0,55	127,8	1,374
R134a	0,0011	41,05	1000	0,60	125,8	1,503
R134a	0,0011	41,09	1100	0,05	17,71	0,0904
R134a	0,0011	41,04	1100	0,10	31,44	0,1656
R134a	0,0011	41,04	1100	0,15	50,65	0,2846
R134a	0,0011	41,05	1100	0,20	63,71	0,3972
R134a	0,0011	41,02	1100	0,25	80,58	0,5562
R134a	0,0011	40,98	1100	0,30	94,67	0,7367
R134a	0,0011	41,04	1100	0,35	113,7	0,9649
R134a	0,0011	41,06	1100	0,40	117,3	1,109
R134a	0,0011	41,07	1100	0,45	122,4	1,288
R134a	0,0011	41,03	1100	0,50	121,2	1,424
R134a	0,0011	41,04	1100	0,53	117,6	1,471
R134a	0,0011	41,16	1200	0,05	41,03	0,2485
R134a	0,0011	41,17	1200	0,10	62,03	0,3978
R134a	0,0011	41,17	1200	0,15	79,83	0,546

R134a	0,0011	41,14	1200	0,20	97,03	0,7232
R134a	0,0011	41,07	1200	0,25	111,7	0,9198
R134a	0,0011	40,99	1201	0,30	118,4	1,082
R134a	0,0011	40,98	1200	0,34	129,2	1,31
R134a	0,0011	40,99	1200	0,40	142,8	1,612
R134a	0,0011	40,95	1200	0,45	143,1	1,786
R134a	0,0011	41,07	1300	0,05	41,59	0,3009
R134a	0,0011	41,06	1300	0,10	63,58	0,4718
R134a	0,0011	41,06	1300	0,15	93,52	0,7526
R134a	0,0011	41,04	1300	0,20	111,3	0,9746
R134a	0,0011	41,02	1300	0,25	129,5	1,238
R134a	0,0011	41,02	1300	0,30	143,9	1,538
R134a	0,0011	41,06	1300	0,35	152,6	1,795
R134a	0,0011	41,14	1400	0,05	47,2	0,3983
R134a	0,0011	41,15	1400	0,10	69,14	0,6057
R134a	0,0011	41,08	1400	0,15	93,58	0,8742
R245fa	0,0011	31,06	200	0,16	25,71	0,0576
R245fa	0,0011	31,04	200,1	0,20	27,8	0,0771
R245fa	0,0011	31,04	200	0,26	31,18	0,1155
R245fa	0,0011	31,03	199,5	0,30	33,7	0,1478
R245fa	0,0011	31,05	199,9	0,41	40,03	0,2745
R245fa	0,0011	31,08	200,2	0,45	42,61	0,3104
R245fa	0,0011	31,11	200	0,50	45,16	0,383
R245fa	0,0011	31,04	200	0,55	44,17	0,427
R245fa	0,0011	31,02	200,2	0,60	46,21	0,5111
R245fa	0,0011	31,01	200,1	0,65	46,57	0,5698
R245fa	0,0011	31,02	199,9	0,7577	46,86	0,72
R245fa	0,0011	31,1	200	0,90	50,58	1,007
R245fa	0,0011	31,18	200	0,95	50,18	1,089
R245fa	0,0011	31,03	299,8	0,10	36,27	0,1427
R245fa	0,0011	31,05	299,7	0,15	39,66	0,2118

R245fa	0,0011	31,06	300,2	0,20	43,91	0,2785
R245fa	0,0011	31,13	299,5	0,25	50,36	0,4062
R245fa	0,0011	31,07	300,1	0,31	57,93	0,5554
R245fa	0,0011	31,1	300,1	0,35	63,47	0,7325
R245fa	0,0011	31,08	299,8	0,40	70,64	0,9676
R245fa	0,0011	31,08	300	0,45	74,38	1,188
R245fa	0,0011	31	299,9	0,51	73,99	1,409
R245fa	0,0011	31,07	299,8	0,56	78,69	1,699
R245fa	0,0011	31,04	299,8	0,60	82,32	1,974
R245fa	0,0011	31,06	300,1	0,65	85,2	2,23
R245fa	0,0011	31,03	300	0,69	87,97	2,493
R245fa	0,0011	31,07	300,2	0,75	92,33	3,117
R245fa	0,0011	31,1	300,2	0,8	93,85	3,458
R245fa	0,0011	30,99	299,4	0,85	93,24	3,782
R245fa	0,0011	31,01	301,6	0,89	93,83	4,129
R245fa	0,0011	31,1	400	0,10	44,78	0,3155
R245fa	0,0011	31,09	399,9	0,15	51,54	0,4603
R245fa	0,0011	31,06	400,1	0,20	62,12	0,7062
R245fa	0,0011	31,06	399,9	0,25	71,89	1,002
R245fa	0,0011	31,11	400	0,30	83,07	1,384
R245fa	0,0011	31,1	399,9	0,35	92,78	1,854
R245fa	0,0011	31,09	398,7	0,40	105,6	2,457
R245fa	0,0011	30,51	352,9	0,50	102,7	2,724
R245fa	0,0011	31,12	500	0,08	47,2	0,5113
R245fa	0,0011	31,03	500	0,10	47,06	0,5343
R245fa	0,0011	31,06	500,2	0,15	59,4	0,8078
R245fa	0,0011	31,05	500,1	0,20	78,07	1,391
R245fa	0,0011	31,06	500,5	0,25	93,01	1,967
R245fa	0,0011	31,25	497,8	0,29	103,7	2,584
R245fa	0,0011	31,06	599,9	0,03	30,81	0,4971
R245fa	0,0011	31,08	600	0,05	47,37	0,7256

R245fa	0,0011	31,04	599,8	0,08	53,7	0,8308
R245fa	0,0011	31,03	599,8	0,10	60,07	0,9599
R245fa	0,0011	31,14	599,6	0,15	80,75	1,556
R245fa	0,0011	41,01	200,1	0,31	34,56	0,0882
R245fa	0,0011	41,01	200,1	0,36	36,75	0,1126
R245fa	0,0011	41,01	200	0,40	38,95	0,1362
R245fa	0,0011	41,04	199,9	0,46	43,39	0,1783
R245fa	0,0011	41,04	200,1	0,51	48,36	0,2281
R245fa	0,0011	41	200,1	0,56	47,75	0,2316
R245fa	0,0011	41	200,1	0,61	48,83	0,2682
R245fa	0,0011	40,99	200,1	0,66	49,87	0,3323
R245fa	0,0011	41	200	0,71	50,95	0,377
R245fa	0,0011	41,02	200	0,75	52,6	0,4282
R245fa	0,0011	41,04	200,1	0,81	52,03	0,467
R245fa	0,0011	41,06	200	0,86	52,57	0,5166
R245fa	0,0011	41	200,1	0,90	51,89	0,5527
R245fa	0,0011	40,98	300	0,20	42,23	0,161
R245fa	0,0011	40,99	299,8	0,25	45,53	0,212
R245fa	0,0011	41,01	299,8	0,30	50,5	0,2852
R245fa	0,0011	40,99	299,7	0,35	54,86	0,3622
R245fa	0,0011	41,01	300	0,40	59,28	0,4546
R245fa	0,0011	41,03	300,2	0,45	66,44	0,628
R245fa	0,0011	41,03	300	0,50	67,46	0,7388
R245fa	0,0011	41,04	299,8	0,55	70,78	0,8162
R245fa	0,0011	41	299,5	0,61	73,36	0,9832
R245fa	0,0011	41,02	299,9	0,65	74,97	1,11
R245fa	0,0011	41,02	299,9	0,70	76,51	1,26
R245fa	0,0011	40,99	299,7	0,75	77,99	1,415
R245fa	0,0011	41	300,6	0,80	79,53	1,594
R245fa	0,0011	40,98	300,9	0,85	80,45	1,77
R245fa	0,0011	41,04	300,1	0,91	80,95	1,955

R245fa	0,0011	40,98	299,7	0,96	77,91	2,042
R245fa	0,0011	40,88	300,1	0,97	74,75	2,179
R245fa	0,0011	41,05	400	0,15	43,34	0,2359
R245fa	0,0011	41,06	400,1	0,20	52,17	0,3536
R245fa	0,0011	41,07	400	0,25	61,01	0,4975
R245fa	0,0011	41,07	400,1	0,30	71,52	0,6996
R245fa	0,0011	41,1	399,9	0,35	82,64	0,9572
R245fa	0,0011	41,08	400	0,40	82,45	1,112
R245fa	0,0011	41,11	400,2	0,45	90,75	1,413
R245fa	0,0011	41,08	400,1	0,50	102,3	1,836
R245fa	0,0011	41,07	400	0,55	101,4	2,097
R245fa	0,0011	41,08	399,8	0,60	105,1	2,446
R245fa	0,0011	41,07	400	0,65	110,4	2,88
R245fa	0,0011	41,07	400,2	0,70	115,1	3,334
R245fa	0,0011	41,08	400,1	0,75	117,6	3,731
R245fa	0,0011	41,08	400,3	0,80	120,6	4,228
R245fa	0,0011	41,07	399,9	0,85	120,7	4,663
R245fa	0,0011	41	399,9	0,90	119,5	5,015
R245fa	0,0011	41,06	400,1	0,95	109,9	5,028
R245fa	0,0011	41,1	500,1	0,05	33,39	0,2255
R245fa	0,0011	41,06	500,1	0,10	47,15	0,3481
R245fa	0,0011	41,07	500	0,15	55,42	0,4834
R245fa	0,0011	41,09	500	0,20	68,71	0,717
R245fa	0,0011	41,09	500	0,25	80,85	1,024
R245fa	0,0011	41,1	500,1	0,30	92,45	1,397
R245fa	0,0011	41,08	500,2	0,35	104	1,844
R245fa	0,0011	41,1	500	0,40	115,5	2,419
R245fa	0,0011	41,07	500	0,45	125,8	3,045
R245fa	0,0011	41,09	500	0,50	132,2	3,687
R245fa	0,0011	41,08	500,2	0,55	140,2	4,393
R245fa	0,0011	41,13	500,1	0,60	147,1	5,219

R245fa	0,0011	41,12	500,5	0,65	156,6	6,211
R245fa	0,0011	41,1	500,1	0,70	162,6	7,212
R245fa	0,0011	41,13	500,1	0,75	168,4	8,06
R245fa	0,0011	41,16	500,2	0,81	172,5	9,419
R245fa	0,0011	41,13	498,8	0,86	173,3	10,32
R245fa	0,0011	41	500,5	0,90	161,8	10,57