



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA PERDA DE PRESSÃO EM
CANAIS CONVENCIONAIS COM O REFRIGERANTE
R1234yf EM EBULIÇÃO CONVECTIVA**

Autor: Juan Jose Garcia Pabon

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Belo Horizonte, 25 de maio 2018

Autor: **Juan Jose Garcia Pabon**

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA PERDA DE PRESSÃO EM
CANAIS CONVENCIONAIS COM O REFRIGERANTE
R1234yf EM EBULIÇÃO CONVECTIVA**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Belo Horizonte

2018

G216e

Garcia Pabon, Juan Jose.

Estudo experimental da perda de pressão em canais convencionais com o refrigerante R1234yf em ebulição convectiva [manuscrito] / Juan Jose Garcia Pabon . – 2018.

82 f., enc.: il.

Orientador: Luiz Machado.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 78-82.

Bibliografia: f. 70-77.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. escoamento bifásico - Teses. 3. Redes neurais (Computação) - Teses. I. Machado, Luiz. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)

AGRADECIMENTOS

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto os meus agradecimentos:

Aos meus pais, Juan Garcia e Norely Pabon, pelo exemplo, apoio, amor e incentivo, sem importar a distância.

Ao meu irmão Brandon Garcia na Colômbia com muito orgulho.

Ao professor Luiz Machado, por toda a orientação e conselhos, pela confiança depositada em mim, pelo apoio, dedicação e ensinamentos constantes.

Ao professor Ricardo Koury, pelo apoio constante e por ter me recebido neste grupo de pesquisa que marcou início de meu caminho aqui no Brasil.

Ao pessoal do Laboratorio GREa: Sabrina, Tulio, Ivana, Tiago, Kassio, Gleberon, Helio e Fernando pelas parcerias. Especialmente ao Leonardo, pela grande ajuda ao longo de toda a pesquisa, sempre comprometido e disposto a auxiliar. Ao Ali pela motivação para publicar nossas pesquisas para o mundo.

Aos meus amigos Oscar Sandoval, Carlos Castilla e Vinicius Roso pela amizade, apoio, ajudas e conselhos, que foram fundamentais durante todos esses 4 anos.

À Karen pela amizade e por sempre torcer pelos meus logros e meu sucesso.

À Marina Costa, secretária do Programa de Pós-graduação de Engenharia e do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG pelas constantes ajudas.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, pela concessão da minha bolsa de estudos. À Fundação de Amparo à Pesquisa de MG, pelo financiamento do banco de testes.

Meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

Novas legislações na Europa, limitam o uso de refrigerantes com alto potencial de aquecimento global, GWP (Global Warming Potential). Atualmente o refrigerante mais usado em equipamentos de média temperatura é o R134a com GWP de 1430, que conseqüentemente deve ser substituído. O principal substituto é o refrigerante R1234yf, que já em uso no mercado automotivo. O R1234yf possui um GWP menor que 1. Este trabalho apresenta o estudo teórico-experimental da perda de pressão do fluido refrigerante R1234yf em ebulição em um tubo liso horizontal. Foram realizados testes de perda de pressão para o escoamento bifásico em ebulição convectiva do refrigerante R1234yf para uma faixa de título de vapor (0%-100%), velocidade mássica (200 kg/m²s, 300 kg/m²s e 400 kg/m²s), fluxo de calor (0 kW/m², 7 kW/m² e 14 kW/m²) e para duas temperaturas de evaporação (20°C e 30°C). Foram usadas seções de testes com quatro diâmetros internos: 3,2 mm, 4,8 mm, 6,4 mm e 8,0 mm. Os resultados experimentais foram comparados com 19 correlações da literatura. A correlação proposta por Xu e Fang no ano de 2012, foi a melhor com um erro médio absoluto de 20%. Uma nova correlação baseada no parâmetro de Martinelli foi proposta baseada nos resultados obtidos para o fluido R1234yf nas condições estudadas. A correlação apresentou um erro médio absoluto de 17%. Além das correlações, um modelo baseado em redes neurais multicamada foi desenvolvido como uma nova alternativa às correlações tradicionais. Este modelo mostrou um erro médio absoluto de 6%. Finalmente foi mostrado que a perda de pressão em ebulição convectiva do R1234yf é 20% menor quando comparada com o R134a nas condições experimentais testadas.

Palavras chave: R1234yf, baixo GWP, perda de pressão, escoamento bifásico, redes neurais.

ABSTRACT

New legislation in Europe, limit the use of refrigerants with high global warming potential (GWP). Currently the most widely used refrigerant medium temperature equipment is the R134a with GWP of 1430, which therefore must be replaced. The main substitute is the fluid R1234yf, which is already being used in the automotive industry. The R1234yf has a GWP lower to 1. This work presents the theoretical and experimental study of the pressure drop of the refrigerant R1234yf on boiling in a horizontal smooth tube. Tests were carried out to pressure drop into two-phase flow in convective boiling of refrigerant R1234yf for vapor quality (0% to 100%), velocity mass (200 kg/m²s, 300 kg/m²s and 400 kg/m²s), heat flux (0 kW/m², 7 kW/m², 14 kW/m²) and two evaporation temperatures (20°C and 30°C). The test sections were used with four internal diameters: 3.2 mm, 4.8 mm, 6.4 mm 8.0 mm. The experimental results were compared with 19 correlations of literature. The correlation suggested by Xu and Fang in the year 2012, was the best with a mean absolute error of 20%. A new correlation based on the parameter Martinelli was proposed based on the results obtained for the R1234yf fluid under the conditions studied. The correlation presented a mean absolute error of 17%. In addition, a multilayer neural networks model has been developed. The model showed a mean absolute error of 6%. Finally, it was shown that the pressure drop in convective boiling of R1234yf is 20% lower when compared with R134a in the experimental conditions tested.

Key words: R1234yf, low GWP, pressure drop, two-phase flow, artificial neural network.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1. Parâmetros básicos em escoamentos bifásicos	17
2.2. Fração de vazão	18
2.3. Padrões de escoamento em tubos horizontais.....	19
2.4. Mapas de padrões de escoamento.....	20
2.4.1. Método de Wojtan <i>et al.</i> (2005) para padrões de escoamento.....	20
2.5. Perda de pressão em tubos lisos.....	21
2.5.1. Cálculo da perda de pressão em escoamento monofásico	21
2.5.2. Modelos da perda pressão em escoamento bifásico	22
2.5.2.1. Modelo Homogêneo	22
2.5.2.2. Métodos baseados em multiplicadores bifásicos.....	23
2.5.2.3. Método baseado em padrões de escoamento.....	26
2.5.2.4. Redes neurais artificias.....	30
2.6. Algoritmos genéticos para ajuste de correlações.....	31
2.7. Fluido refrigerante R1234yf	32
2.7.1. Inflamabilidade do R1234yf.....	33
2.7.2. Desempenho do R1234yf em sistemas de refrigeração.....	34
2.7.3. Estudos do R1234yf em escoamento bifásico	35
2.8. Conclusões.....	36
3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL	38
3.1. Equipamento experimental	38
3.1.1. Circuito principal.....	38

3.1.1.1. Micro-bomba	40
3.1.1.2. Pré-aquecedor	40
3.1.1.3. Seção de testes	41
3.1.1.4. Condensador	41
3.1.1.5. Acumulador de refrigerante	42
3.1.1.6. Medidor de vazão	42
3.1.1.7. Medição de pressão	42
3.1.1.8. Medição de temperatura	42
3.1.1.9. Medição de potência elétrica	43
3.1.1.10. Sistema de aquisição de dados	43
3.1.2. Circuito de auxiliar	43
3.2. Procedimento de ensaio	43
3.2.1. Procedimento de carga e descarga do fluido refrigerante	44
3.2.2. Testes com escoamento monofásico	45
3.2.3. Testes com escoamento bifásico	45
3.3. Tratamento de dados experimentais	46
3.3.1. Vazão e velocidade mássica	47
3.3.2. Perdas de calor nos dispositivos de aquecimento	47
3.3.3. Fluxo de calor	47
3.3.4. Título na saída do pré-aquecedor	48
3.3.5. Título médio da seção de teste	48
3.3.6. Perda de pressão em escoamento bifásico	48
3.4. Avaliação das correlações	49
3.5. Análise de incertezas	49
3.5.1. Variáveis medidas	49
3.5.2. Variáveis calculadas	50
3.6. Programação da rede neural artificial	51
3.7. Nova correlação baseada em multiplicadores bifásicos	51

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	52
4.1. escoamento monofásico	52
4.1.1. Balanço no pré-aquecedor e na seção de testes	52
4.1.2. Perda de pressão por atrito em fase líquida	53
4.2. escoamento bifásico	53
4.2.1. Mapa de padrões de escoamento bifásico.....	54
4.2.2. Perda de pressão bifásica do R1234yf.....	55
4.2.2.1. Efeito da velocidade mássica.....	55
4.2.2.2. Efeito do diâmetro do tubo	55
4.2.2.3. Efeito da temperatura de saturação.....	57
4.2.2.4. Efeito do fluxo de calor	58
4.2.2.5. Efeito do título de vapor	60
4.2.3. Comparação da PPB entre o R1234yf e o R134a.....	60
4.2.4. Comparação com métodos de previsão do PPB da literatura.....	61
4.2.5. Redes neurais artificias para a previsão do PPB.....	63
4.2.6. Nova correlação para a PPB do R1234yf	65
5. CONCLUSÕES	68
5.1. Trabalhos futuros	69
APÊNDICE A: MAPA DE PADRÕES DE ESCOAMENTO.....	70
APÊNDICE B: CODIGO DA REDE NEURAL ARTIFICIAL	73
REFERÊNCIAS	75

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 Modelo idealizado para o escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo.	17
FIGURA 2.2 Padrões em escoamentos horizontais.....	20
FIGURA 2.3 Mapa de escoamento bifásico de Wojtan <i>et al.</i> (2005).....	21
FIGURA 2.4 Rede neural multicamada.	31
FIGURA 2.5 Estrutura molecular do R1234yf.....	32
FIGURA 3.1 Foto do banco de testes.....	38
FIGURA 3.2 Esquema do banco de testes.	39
FIGURA 3.3 Ciclo do refrigerante de teste R1234yf.....	40
FIGURA 3.4 Seção de teste.....	41
FIGURA 4.1 Eficiência da transferência de calor no pré-aquecedor.....	52
FIGURA 4.2 Perda de pressão para líquido comprimido do R134a.	53
FIGURA 4.3 Mapas dos padrões de escoamento do fluido R1234yf, $T_{sat} = 20^{\circ}C$	54
FIGURA 4.4 Efeito da velocidade mássica G (kg/m^2s) na PPB do R1234yf, $T_{sat} = 20^{\circ}C$.56	
FIGURA 4.5 Efeito do diâmetro do tubo D (mm) na PPB do R1234yf, $T_{sat} = 20^{\circ}C$	57
FIGURA 4.6 Efeito da temperatura de evaporação T_{sat} ($^{\circ}C$) na PPB do R1234yf, $G = 300 kg/m^2s$	58
FIGURA 4.7 Efeito do fluxo de calor q (kW/m^2) na PPB do R1234yf, $T_{sat} = 20^{\circ}C$	59
FIGURA 4.8 PPB do R1234yf e do R134a, $T_{sat} = 20^{\circ}C$, $D = 4,8 mm$	61
FIGURA 4.9 Distribuição dos dados no erro relativo máximo nas correlações.	62
FIGURA 4.10 PPB experimental e calculada pela correlação de Xu e Fang (2012).	63
FIGURA 4.11 PPB experimental e calculada pela rede neural artificial.	64
FIGURA 4.12 Distribuição dos dados no erro relativo máximo na rede neural artificial.....	65
FIGURA 4.13 Multiplicador bifásico experimental em função do parâmetro de Martinelli. ..	65
FIGURA 4.14 Distribuição dos dados no erro relativo máximo das correlações propostas. ...	66
FIGURA 4.15 Comparação dos modelos de predição de PPB para o R1234yf, $G = 300kg/m^2s$, $D = 8mm$ e $T_{sat} = 20^{\circ}C$	67

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 Correlações baseadas no modelo homogêneo.	23
TABELA 2.2 Correlações baseadas em multiplicadores bifásicos.	24
TABELA 2.3 Propriedade de transporte e de saturação para o R1234yf e R134a a 20°C.....	33
TABELA 2.4 Estudos sobre PPB para o R1234yf.	35
TABELA 3.1 Condições experimentais dos testes em escoamento bifásico.	46
TABELA 3.2 Incertezas expandidas dos parâmetros medidos.	49
TABELA 3.3 Incertezas de parâmetros estimados.....	50
TABELA 4.1 Resultados estatísticos das correlações de PPB.....	62
TABELA 4.2 Resultados estatísticos das correlações de PPB desenvolvidas.	66

NOMENCLATURA

Letras latinas	Unidades
A Área interna da seção transversal do tubo	$[m^2]$
A_{lD} Área do líquido adimensional	
A_{vD} Área do vapor adimensional	
Bo Número de ebulição	
Bd Número de bond	
Co Número de convecção	
C_p Calor específico	$[kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
D Diâmetro interno do tubo	$[m]$
PPB Perda de Pressão Bifásica	
f Coeficiente de resistência de Darcy ou Fator de atrito	
Fr Número de Froude	
g Gravidade	$[m\ s^{-2}]$
G Velocidade mássica	$[kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$
h Coeficiente de transferência de calor	$[kW\ m^{-2}]$
H_{lD} Altura adimensional do líquido em escoamento estratificado	
i Entalpia específica	$[kJ]$
k Condutividade térmica do fluido	$[W\ m^{-1}K^{-1}]$
k_c Condutividade térmica do tubo	$[W\ m^{-1}K^{-1}]$
L Comprimento do tubo da seção de testes	$[m]$
La Número de Laplace	
\dot{m} Vazão mássica	$[kg\ s^{-1}]$
M Massa molar do fluido	$[kg\ mol^{-1}]$
Nu Número de Nusselt	
MARD Erro Relativo Porcentual Absoluto	

MRD	Erro Relativo Porcentual	
P	Potência elétrica	[W]
Pr	Número de Prandlt	
P_{iD}	Comprimento adimensional da superfície líquida	
p_r	Pressão reduzida	
q	Fluxo de calor	[kW m ⁻²]
Re	Número de Reynolds	
u	Velocidade da fase	[m s ⁻¹]
T_f	Temperatura do fluido	[°C]
T_p	Temperatura da parede do tubo	[°C]
x	Título de vapor	
We	Número de Weber	
W_{elet}	Potência elétrica	[W]
Y	Parâmetro de Chislom	

Letras gregas

Unidades

α	Fração de vazio	
Δp	Perda de pressão	[N m ⁻²]
δ_f	Espessura do filme de líquido	[m]
η	Eficiência da transferência de calor	
θ	Ângulo	[rad]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
π	Número Pi	
ρ	Massa específica do fluido	[kg m ⁻³]
σ	Tensão interfacial	[N m ⁻¹]
Φ^2	Multiplicador bifásico da perda de pressão	
χ	Parâmetro de Martinelli	

Subscritos

<i>b</i>	Bifásico
<i>crit</i>	Crítico
<i>exp</i>	Experimental
<i>ext</i>	Externo
<i>h</i>	Modelo homogêneo
<i>IA</i>	Limite entre escoamento intermitente e anular
<i>int</i>	Interno
<i>is</i>	Início da secagem de parede
<i>l</i>	Fase líquida
<i>lo</i>	Líquido total
<i>p</i>	Pré-aquecedor
<i>pred</i>	Estimado ou teórico
<i>s</i>	Seção de teste
<i>sat</i>	Saturação
<i>v</i>	Fase de vapor
<i>vo</i>	Vapor total
<i>ts</i>	Termino da secagem de parede

1.INTRODUÇÃO

A degradação da camada de ozônio devido à ação dos fluidos refrigerantes clorofluorcarbonetos (CFCs) e hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs) levaram ao desenvolvimento dos fluidos hidrofluorcarbonetos (HFCs). Os HFCs não destroem a camada de ozônio porque não possuem cloro nas suas moléculas. Porém, estão na contra mão das mudanças climáticas, pois muitos deles têm um potencial de aquecimento global (GWP, global warming potencial) alto (Lu *et al.*, 2013). Por esse motivo, os fluidos com alto GWP têm sofrido restrições, por exemplo, segundo a Diretiva Europeia F-Gas o limite estabelecido é GWP menor a 750 para sistemas térmicos residenciais e GWP inferior a 150 sistemas de ar condicionado automotivos (Saitoh *et al.*, 2011).

Um dos HFCs mais usados em aplicações de temperatura de evaporação média é o R134a (McLinden *et al.*, 2014), um refrigerante que não agride a camada de ozônio (ODP, igual a zero), mas que possui um GWP de 1430, contribuindo para o efeito estufa (Wodzisz, 2015). Dessa forma, os principais candidatos para substituir este fluido são refrigerantes naturais como amônia e dióxido de carbono; hidrocarbonetos (HC) como o R290 e o R600a; HFCs com baixo GWP, destacando o R32 e o R152a; e hidrofluorolefinas (HFOs), especificamente o R1234yf e o R1234ze(E), desenvolvidos pela Honeywell e DuPont (Spatz e Minor, 2008). Entre todas essas opções, o R1234yf tem sido proposto como o principal substituto para o R134a em sistemas de ar condicionado automotivo pelas suas propriedades termofísicas serem semelhantes ao R134a (Cho e Park, 2016).

O R1234yf é um fluido que possui ODP igual a zero e GWP de 1 (Boc, 2015). Em termos de segurança, o R1234yf apresenta baixa toxicidade (Wilson e Koban, 2010), tem limite inferior de inflamabilidade relativamente elevado, alta energia mínima de ignição e uma velocidade muito baixa de queima (Minor *et al.*, 2010). Além disso, apresenta uma elevada temperatura de autoignição (405°C) (Honeywell, 2008). Assim, conforme descrito, o fluido foi definido com uma inflamabilidade leve, conforme a classificação "A2L" da ASHRAE (Richter *et al.*, 2011).

A literatura apresenta trabalhos experimentais comparando o R1234yf como substituto do R134a em sistemas de refrigeração como ar condicionado automotivo (!!! INVALID CITATION !!! (Lee e Jung, 2012; Qi, 2013; 2015)) mostrando grandes resultados. Assim, o R1234yf é amplamente usado em automóveis novos na Europa desde 2017. Por outro lado, com a ideia de definir novas aplicações nas quais o R134yf possa substituir o R134a,

começam a incrementar-se publicações em sistemas como refrigerador doméstico (Belman-Flores *et al.*, 2017) e bomba de calor para aquecimento de água residencial (Nawaz *et al.*, 2017) (Botticella *et al.*, 2017). Todos esses trabalhos mostram o R1234yf como uma boa alternativa para sistemas que trabalham com R134a sem precisar de grandes modificações nas máquinas.

Com a necessidade de substituir os fluidos refrigerantes, a indústria da refrigeração e do condicionamento do ar precisa adequar os equipamentos às características desses novos fluidos. Para isso, é essencial conhecer o coeficiente de troca de calor, a fração de vazio e a perda de pressão em escoamentos com ebulição e condensação, pois as predições destes valores são pré-requisitos básicos para a otimização dos componentes do ciclo frigorífico (Greco, 2008). Por esta razão, nos últimos oito anos, trabalhos orientados ao escoamento bifásico para tubos lisos foram publicados para o coeficiente de transferência de calor, (Del Col *et al.*, 2010; Saitoh *et al.*, 2011; Li *et al.*, 2012; Mortada *et al.*, 2012; Wang *et al.*, 2012; Del Col *et al.*, 2013; Lu *et al.*, 2013; Choi *et al.*, 2014; Anwar *et al.*, 2015; Illán-Gómez *et al.*, 2015; Sempértegui-Tapia e Ribatski, 2017a), a perda de pressão (Del Col *et al.*, 2010; Padilla *et al.*, 2011; Saitoh *et al.*, 2011; Wang *et al.*, 2012; Lu *et al.*, 2013; Anwar *et al.*, 2015; Illán-Gómez *et al.*, 2015; Sempértegui-Tapia e Ribatski, 2017b), os padrões de escoamento (Padilla *et al.*, 2011) e o fluxo de calor crítico (Mastrullo *et al.*, 2016; Mastrullo *et al.*, 2017).

Kandlikar e Grande (2003) estabelecem um diâmetro de 3 mm como o critério para a transição de macrocanais para minicanais em situações de escoamento bifásico. A maioria dos trabalhos acima mencionados foram feitos para condições de mini e microcanais, que fazem parte das aplicações em ar condicionado automotivo. Porém, destaca-se o atual objetivo de usar o R1234yf em novas aplicações como refrigeradores e ar condicionado residencial, os quais usam macrocanais ou canais convencionais. Para dar sequência e contribuir a este propósito, neste trabalho são levantados dados experimentais da perda de pressão durante ebulição em tubos horizontais convencionais (diâmetros maiores do que 3 mm) para o R1234yf.

Assim, como objetivo deste trabalho, experimentos foram feitos para vários títulos de vapor (0-100%), velocidade mássica (200 kg/m²s, 300 kg/m²s e 400 kg/m²s), fluxo de calor (0 kW/m², 7 kW/m² e 14 kW/m²) e para duas temperaturas de evaporação (20°C e 30°C). Seguidamente, os dados obtidos experimentalmente são analisados e comparados com correlações existentes na literatura. Do mesmo modo, uma nova correlação foi proposta e otimizada por meio de algoritmos genéticos para minimizar o erro de predição dos dados experimentais obtidos. Como um dos grandes destaques do trabalho apresenta-se o uso das redes neurais pela primeira vez na literatura, na predição da perda de pressão em escoamento bifásico do refrigerante R1234yf.

Além desta introdução, este trabalho tem mais cinco capítulos. No segundo capítulo, apresentam-se os principais parâmetros implicados na caracterização de escoamentos bifásicos e uma extensa lista de correlações para a predição de perda de pressão em ebulição convectiva em tubos lisos.

No terceiro capítulo apresenta-se a descrição da bancada experimental, incluindo o sistema de aquisição de dados e o plano de ensaios experimentais utilizados para a aquisição das medidas da perda de pressão durante o escoamento bifásico. Neste capítulo, também será discutida a metodologia empregada no tratamento dos resultados experimentais e na estimativa das incertezas das grandezas medidas nos testes experimentais.

O quarto capítulo envolve a síntese dos resultados experimentais obtidos da perda de pressão em tubos lisos com ebulição do fluido refrigerante R1234yf. Também são discutidos e analisados os domínios de validade e as precisões das correlações e modelos para previsão da perda de pressão do fluido refrigerante R1234yf nas condições específicas dos experimentos realizados neste trabalho, de modo a estabelecer-se quais desses métodos são mais apropriados para prever o comportamento do refrigerante em questão e ajustá-los para minimizar os erros.

Ao final deste trabalho, no quinto capítulo, serão apresentadas as principais conclusões obtidas a partir do estudo realizado e algumas sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta os fluidos de trabalho e os conceitos básicos utilizados para caracterizar os escoamentos bifásicos, especificamente aqueles referentes à perda de pressão ao longo de um tubo onde ocorre a ebulição convectiva de um fluido. O capítulo ainda aborda os métodos de predição mais relevantes na literatura especializada.

2.1. Parâmetros básicos em escoamentos bifásicos

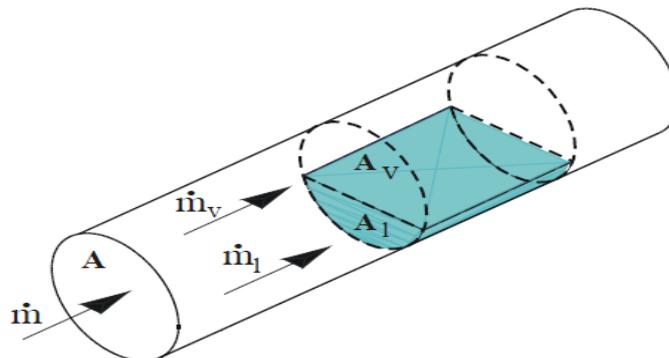
Considerando o escoamento bifásico constituído das fases de líquido e de vapor mostrado na FIGURA 2.1, a vazão mássica total (\dot{m}) ao longo do tubo é a soma das vazões mássicas individuais do vapor e do líquido, \dot{m}_v, \dot{m}_l , EQ. (2.1).

$$\dot{m} = \dot{m}_v + \dot{m}_l \quad (2.1)$$

O título de vapor (x) é definido pela razão entre a vazão mássica da fase vapor e vazão mássica total, EQ. (2.2).

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (2.2)$$

FIGURA 2.1 Modelo idealizado para o escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo.



Fonte: autor.

Em geral, nos cálculos sobre escoamentos bifásicos, a velocidade mássica (G) é usada ao invés da vazão mássica. Essa velocidade é definida pela EQ. (2.3).

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2.3)$$

onde A é a área total da seção transversal do tubo

2.2. Fração de vazio

A fração de vazio é definida por meio da razão da área da seção transversal ocupada pela fase vapor (A_v) em relação à área total da seção transversal (A), conforme a EQ. (2.4).

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (2.4)$$

Para calcular a fração de vazio pela EQ. (2.4), a área ocupada pela fase vapor unicamente poderá ser encontrada experimentalmente por meio de diversas técnicas. Normalmente por fechamento rápido de válvulas para medir a massa total da seção (Wilson, 1998) ou por técnica ótica por reflexão de laser (Wojtan, 2004). Recentemente, Ko *et al.* (2015) propõem um sensor elétrico-condutância melhorado composto de um conjunto de três eletrodos. No sensor proposto, as leituras de condutividade são diretamente convertidas para estimar a fração de vazio correspondente. Milkie *et al.* (2016) utilizou uma câmara de alta velocidade para captar imagens do escoamento bifásico, e após o tratamento por um software, calcular a fração de vazio. Nazemi *et al.* (2016) e Zhao *et al.* (2016) mediram a fração de vazio com alta precisão pelo princípio físico da atenuação de raios gamas. Wang *et al.* (2016) apresentam um método de medida da fração de vazio com base no espectro do NIR (infravermelho).

Medir a fração de vazio experimental é um processo complexo que requer equipamento especializado. Outra opção é obter a fração de vazio por meio de correlações com base nas condições de escoamento. Xu e Fang (2014) avaliaram 41 correlações de fração de vazio para o fluido R134a em variadas condições. Como resultado final, os autores propuseram uma nova correlação, expressada na EQ. (2.5).

$$\alpha = \left[1 + (1 + 2Fr_{lo}^{-0.2} \alpha_h^{3.5}) \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (2.5)$$

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{gD\rho_l^2} \quad (2.6)$$

$$\alpha_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (2.7)$$

onde ρ_v , ρ_l , g , D , Fr_{lo} e α_h são a massa específica de vapor e líquido, a gravidade, o diâmetro interno e o número de Froude para líquido e a fração de vazio homogênea, respectivamente. Esta correlação, baseada na homogeneidade da velocidade de líquido e vapor, além de considerar a vazão mássica, leva em conta os efeitos da aceleração da gravidade local.

Apresentou um erro absoluto médio de 5%, para condições de Fr_{lo} entre 0,02-145 e ρ_v/ρ_l entre 0,004-0,153.

2.3. Padrões de escoamento em tubos horizontais

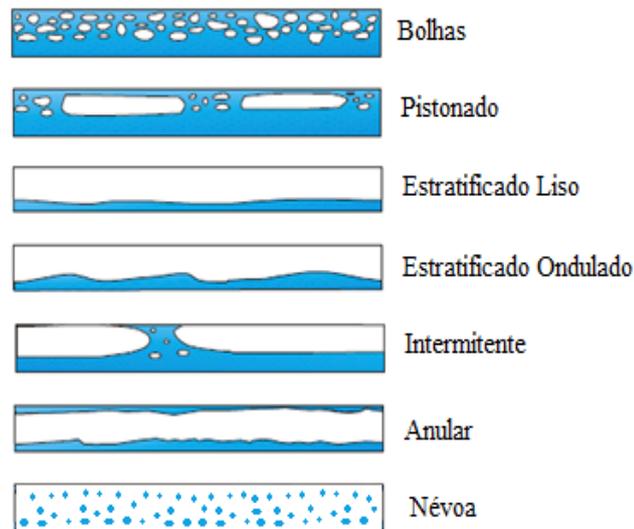
Os padrões frequentemente encontrados no escoamento bifásico em tubos horizontais são mostrados na FIGURA 2.2. Os padrões observados para escoamentos líquido-vapor horizontais caracterizam-se pela influência de efeitos gravitacionais com a fase líquida tendendo a ocorrer na região inferior do canal, e a gasosa na superior. Os trabalhos de Collier e Thome (1994), e Wojtan *et al.* (2005) identificaram os seguintes padrões para escoamento horizontal:

- Bolhas: é usualmente encontrado nas regiões em que o título da mistura é muito reduzido. Este tipo de regime é caracterizado por bolhas discretas de vapor dispersas na fase líquida. O tamanho médio dessas bolhas é, geralmente, pequeno comparado com o diâmetro do tubo. Observa-se que as bolhas se aglomeram na parte superior do tubo devido aos efeitos de empuxo.
- Pistonado: com o aumento do título, aparece o escoamento de pistões de vapor junto a bolhas de tamanho reduzido, as quais se mantêm na região superior do canal.
- Intermitente: em vazões elevadas, este escoamento é caracterizado pela presença de uma camada vertical de líquido suficientemente grande a ponto de cobrir todo o diâmetro do tubo e de interromper o escoamento da fase vapor na parte superior do mesmo. Sua formação tem origem na junção entre as bolhas do escoamento pistonado junto à sua superfície.
- Estratificado liso: em escoamentos com vazões reduzidas e título baixo, o líquido escoar na parte inferior do tubo, e o vapor na parte superior, existindo uma interface relativamente plana.
- Estratificado ondulado: à medida que as vazões de cada fase e/ou o título são aumentados no regime estratificado liso, eventualmente, a interface torna-se instável e ondulada.
- Anular: em vazões de líquido moderadas, com altas velocidades de vapor e títulos elevados, um filme de líquido forma-se nas paredes do tubo e a fase de vapor escoar na região central. Esse filme de líquido, em razão dos efeitos gravitacionais, tende a reduzir sua espessura na parte superior do tubo, e a aumentá-la na parte inferior.
- Secagem de parede: à medida que a velocidade do vapor aumenta, o cisalhamento sobre o anel líquido torna-se mais intenso, causando a diminuição de espessura da camada

líquida. A consequência desta diminuição é a destruição do anel líquido, com secagem parcial do filme de líquido ao longo do perímetro.

- Névoa: para velocidade do escoamento do vapor alta e título muito alto, pode ocorrer uma dispersão das gotículas no núcleo de vapor.

FIGURA 2.2 Padrões em escoamentos horizontais.



Fonte: autor.

2.4. Mapas de padrões de escoamento.

Os padrões de escoamento bifásico podem ser caracterizados por meio de mapas. Estes mapas consistem em diagramas com curvas que definem a transição entre os padrões de escoamento, e possuem em seus eixos coordenados parâmetros como as velocidades superficiais das fases vapor e líquido ou a velocidade mássica e o título de vapor.

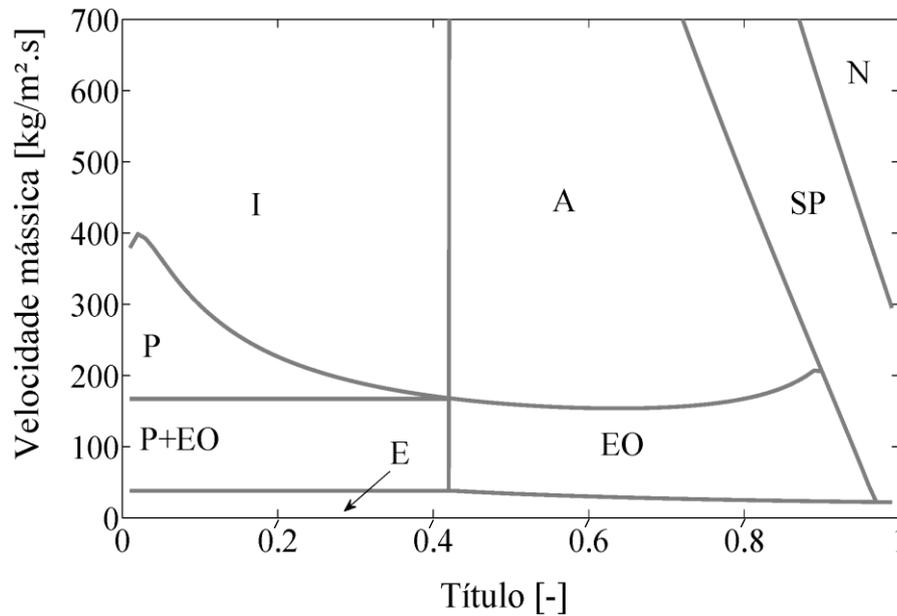
Wojtan *et al.* (2005) apresentaram um mapa que não requer nenhum cálculo iterativo. Kanizawa (2011) fez uma comparação dos mapas de padrão de escoamento horizontal de Taitel e Dukler (1976), Kattan *et al.* (1998) e Wojtan *et al.* (2005), conferindo mais acurácia para este último. Por isto, o mapa de Wojtan *et al.* (2005) foi escolhido recentemente por Xu *et al.* (2016) e Turgut *et al.* (2016) para seus estudos do coeficiente de transferência de calor e perda de pressão para tubos horizontais.

2.4.1. Método de Wojtan *et al.* (2005) para padrões de escoamento

O mapa de escoamento bifásico de Wojtan *et al.* (2005) é apresentado na FIGURA 2.3. São identificadas as regiões onde os padrões de escoamento bifásico ocorrem: estratificado (E), estratificado com ondas (EO), pistonado (P), intermitente (I), anular (A) e névoa (N). O

mapa adiciona duas regiões de transição: entre pistonado e estratificado com ondas (P+EO), e entre anular e névoa, chamado de secagem da parede (SP). O Apêndice A apresenta a metodologia de cálculo deste mapa de padrões de escoamento.

FIGURA 2.3 Mapa de escoamento bifásico de Wojtan *et al.* (2005).



Fonte: autor.

2.5. Perda de pressão em tubos lisos

Neste item são apresentados métodos para estimativa da perda de pressão para tubos com escoamentos monofásicos e bifásicos.

2.5.1. Cálculo da perda de pressão em escoamento monofásico

A perda de pressão ao longo de um tubo horizontal durante escoamento monofásico é devida ao atrito e calculada segundo a equação de Fanning, citada por ÖZİSİK (1977), EQ. (2.8).

$$\left(\frac{dp}{dz}\right) = f \frac{G^2}{2\rho D} \quad (2.8)$$

O fator de atrito f é estimado em função do número de Reynolds (Re) por meio das EQ. (2.9) e EQ. (2.10), sendo a última proposta recentemente por Fang *et al.* (2011).

$$f = \frac{64}{Re} \quad Re < 1000 \quad (2.9)$$

$$f = 0,25 \left[\log \left(\frac{150,39}{Re^{0,98865}} - \frac{152,66}{Re} \right) \right]^{-2} \quad 1000 \leq Re \leq 10^8 \quad (2.10)$$

$$Re = \frac{GD}{\mu} \quad (2.11)$$

2.5.2. Modelos da perda pressão em escoamento bifásico

A perda de pressão em um escoamento horizontal com mudança de fase (PPB) é a soma dos gradientes de pressão referentes à aceleração do fluido e ao atrito, EQ. (2.12).

$$\left(\frac{dp}{dz} \right) = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{acel} + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{atrito} \quad (2.12)$$

A PPB devida à aceleração é nula para seções adiabáticas. Segundo Carey (1992), essa parcela é dada pela EQ. (2.13) para seção com fluxo de calor, portanto, com mudança no título de entrada e saída.

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{acel} = \frac{G^2}{L} \left\{ \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right]_{saída} - \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right]_{entrada} \right\} \quad (2.13)$$

A fração de vazio α , em escoamentos horizontais, pode ser calculada pela EQ. (2.5) de Xu e Fang (2014).

Silva (2012) afirma que a PPB por atrito é devida à 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. Por isso, o efeito do atrito tem sido tema importante nos estudos envolvendo a PPB.

Os métodos para estimativa da PPB por atrito dividem-se em três grupos: modelo homogêneo, modelos baseados em multiplicadores bifásicos e modelos baseados em padrões de escoamento. As próximas subseções são dedicadas a mostrar com mais detalhes estes métodos.

2.5.2.1. Modelo Homogêneo

No modelo homogêneo para o cálculo da PPB por atrito, considera-se que as fases de líquido e de vapor estejam em equilíbrio térmico e cinético. A mistura bifásica é tratada como um pseudofluido monofásico com as propriedades calculadas por meio de médias, ponderadas pelo título, e das propriedades do líquido e do vapor. Portanto a PPB é calculada segundo a

seção 2.5.1, substituindo a massa específica da mistura (ρ_h) calculada pela EQ. (2.14). Para a viscosidade dinâmica da mistura bifásica (μ_h) foram propostas algumas correlações mostradas no TABELA 2.1.

$$\rho_h = \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \right]^{-1} \quad (2.14)$$

TABELA 2.1 Correlações baseadas no modelo homogêneo.

Autor	Correlação	Comentário
Mcadams <i>et al.</i> (1942)	$\mu_h = \left[\frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \right]^{-1}$	Proposta por analogia com a EQ. (2.14) para a massa específica da mistura bifásica
Cicchitti <i>et al.</i> (1960)	$\mu_h = x\mu_v + (1-x)\mu_l$	Análoga à equação geral que calcular as propriedades termodinâmicas de uma substância pura em saturação
Dukler <i>et al.</i> (1964)	$\mu_h = \rho_h \left[\frac{x\mu_v}{\rho_v} + \frac{(1-x)\mu_l}{\rho_l} \right]$	Baseado no valor médio da viscosidade cinemática
Awad e Muzychka (2010)	$\mu_h = \mu_v \frac{2\mu_v + \mu_l - 2(\mu_v - \mu_l)(1-x)}{2\mu_v + \mu_l + (\mu_v - \mu_l)(1-x)}$	Propôs uma analogia entre a condutividade térmica do meio poroso

Fonte: autor.

2.5.2.2. Métodos baseados em multiplicadores bifásicos

Lockhart e Martinelli (1949) foram os criadores do modelo de fases separadas. A PPB é dada pelo produto entre a perda de pressão assumindo que apenas uma das fases escoo isoladamente no tubo e um fator de correção denominado multiplicador bifásico:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{atrito} = \frac{f_l G^2 (1-x)^2}{2\rho_l D} \Phi_l^2 \quad f_l \rightarrow Re_l = \frac{GD}{\mu_l} (1-x) \quad (2.15)$$

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{atrito} = \frac{f_{lo} G^2}{2\rho_l D} \Phi_{lo}^2 \quad f_{lo} \rightarrow Re_{lo} = \frac{GD}{\mu_l} \quad (2.16)$$

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{atrito} = \frac{f_v G^2 x^2}{2\rho_v D} \Phi_v^2 \quad f_v \rightarrow Re_v = \frac{GD}{\mu_v} x \quad (2.17)$$

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{atrito} = \frac{f_{vo} G^2}{2\rho_v D} \Phi_{vo}^2 \quad f_{vo} \rightarrow Re_{vo} = \frac{GD}{\mu_v} \quad (2.18)$$

Os termos Φ_l^2 e Φ_v^2 são os fatores de correção, supondo que apenas a fase líquida ou a fase de vapor escoo no tubo com sua respectiva vazão. Por outro lado, Φ_{lo}^2 e Φ_{vo}^2 são os fatores de correção, supondo que apenas a fase líquida ou a fase de vapor escoo no tubo com a vazão

total. Os fatores de atrito são funções do número de Reynolds e dados pelas EQ. (2.9) e (2.10). As correlações baseadas em multiplicadores bifásicos mais importantes e adequadas às condições deste trabalho estão contidas na TABELA 2.2.

TABELA 2.2 Correlações baseadas em multiplicadores bifásicos.

Autor	Correlação	Comentário																		
Chisholm (1967)	$\Phi_l^2 = 1 + \frac{c}{x} + \frac{1}{x^2}$ $\chi = \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{f_l}{f_v}\right)^{0,5}$ <table border="1" data-bbox="427 707 794 871"> <thead> <tr> <th>C</th> <th>Líquido</th> <th>Vapor</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>5</td> <td>Laminar</td> <td>Laminar</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>Turbulento</td> <td>Laminar</td> </tr> <tr> <td>12</td> <td>Laminar</td> <td>Turbulento</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>Turbulento</td> <td>Turbulento</td> </tr> </tbody> </table>	C	Líquido	Vapor	5	Laminar	Laminar	10	Turbulento	Laminar	12	Laminar	Turbulento	20	Turbulento	Turbulento	Desenvolvida originalmente a partir de ábacos obtidos por Lockhart e Martinelli (1949), que foram construídos com dados experimentais de ar e líquidos, incluindo benzeno, querosene, água e vários óleos. Tubos entre 1,5-25,8 mm de diâmetro.			
C	Líquido	Vapor																		
5	Laminar	Laminar																		
10	Turbulento	Laminar																		
12	Laminar	Turbulento																		
20	Turbulento	Turbulento																		
Chawla (1967)	$\Phi_{vo}^2 = x^{7/4} \left(1 + S \frac{(1-x)\rho_v}{x\rho_l}\right)^{19/8}$ $S = \left(9.1 \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{1}{Re_l Fr_l}\right)^{0,167} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,9} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,5}\right)^{-1}$ $Fr_l = \frac{G^2(1-x)^2}{gD\rho_l^2}$	Baseada em escoamento anular considerando o atrito entre as fases líquido e vapor, e o atrito entre o fluido e a parede.																		
Chisholm (1973)	$\Phi_{lo}^2 = 1 + (Y^2 - 1)\{A[x(1-x)]^{0,875} + x^{1,75}\}$ $Y = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \left(\frac{f_{vo}}{f_{lo}}\right)^{0,5}$ <table border="1" data-bbox="427 1346 911 1800"> <thead> <tr> <th>Y</th> <th>G (kg/m²s)</th> <th>A</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3">0 < Y < 9,5</td> <td>G ≤ 500</td> <td>4,8</td> </tr> <tr> <td>500 < G < 1900</td> <td>$\frac{2400}{G}$</td> </tr> <tr> <td>G ≥ 1900</td> <td>$\frac{55}{\sqrt{G}}$</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">9,5 ≤ Y < 28</td> <td>G ≤ 600</td> <td>$\frac{520}{Y\sqrt{G}}$</td> </tr> <tr> <td>G > 600</td> <td>$\frac{21}{Y}$</td> </tr> <tr> <td>Y ≥ 28</td> <td>-----</td> <td>$\frac{15.000}{Y^2\sqrt{G}}$</td> </tr> </tbody> </table>	Y	G (kg/m ² s)	A	0 < Y < 9,5	G ≤ 500	4,8	500 < G < 1900	$\frac{2400}{G}$	G ≥ 1900	$\frac{55}{\sqrt{G}}$	9,5 ≤ Y < 28	G ≤ 600	$\frac{520}{Y\sqrt{G}}$	G > 600	$\frac{21}{Y}$	Y ≥ 28	-----	$\frac{15.000}{Y^2\sqrt{G}}$	Obtida a partir dos ábacos originalmente levantados experimentalmente por Baroczy (1966).
Y	G (kg/m ² s)	A																		
0 < Y < 9,5	G ≤ 500	4,8																		
	500 < G < 1900	$\frac{2400}{G}$																		
	G ≥ 1900	$\frac{55}{\sqrt{G}}$																		
9,5 ≤ Y < 28	G ≤ 600	$\frac{520}{Y\sqrt{G}}$																		
	G > 600	$\frac{21}{Y}$																		
Y ≥ 28	-----	$\frac{15.000}{Y^2\sqrt{G}}$																		
Friedel (1979)	$\Phi_{lo}^2 = C_{F1} + \frac{3,24C_{F2}}{Fr_h^{0,045} We_h^{0,035}}$ $C_{F1} = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) \left(\frac{f_{vo}}{f_{lo}}\right)$ $C_{F2} = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,7}$	Foram utilizados 25000 dados experimentais, obtidos em testes com escoamentos bifásicos em tubos horizontais e verticais.																		

Autor	Correlação	Comentário
	$We_h = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_h}$	
Grönnerud (1979)	$\Phi_{lo}^2 = 1 + \left(\frac{\Delta p}{\Delta Z}\right)_{Fr} \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,25} - 1 \right]$ $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Z}\right)_{Fr} = f_{Fr} [x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{Fr}^{0,5})]$ $f_{Fr} = \begin{cases} 1, & Fr_{lo} \geq 1 \\ Fr_{lo}^{0,3} + 0,0055 \left[\ln \left(\frac{1}{Fr_{lo}} \right) \right]^2, & Fr_{lo} < 1 \end{cases}$ $Fr_{lo} = \frac{G^2}{g D \rho_l^2}$	Estabelecida a partir de base em um banco de dados experimentais para R12 e amônia.
Müller-Steinhagen e Heck (1986)	$\Phi_{lo}^2 = Y^2 x^3 + (1 - x)^{1/3} [1 + 2x (Y^2 - 1)]$	Baseada na interpolação da perda de pressão monofásica de vapor e líquido.
Jung e Radermacher (1989)	$\Phi_{lo}^2 = 12,82 \chi_{tt}^{-1,47} (1 - x)^{1,8}$ $\chi_{tt} = \left(\frac{1 - x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1}$	Desenvolvida a partir dos fluidos R22, R114, R12 e R152a, puros e misturados entre si.
Mishima e Hibiki (1996)	$C = 21(1 - e^{-319D})$	A partir da correlação de Chisholm (1967), os autores propuseram esta equação para o cálculo de C .
Wang <i>et al.</i> (1997)	<p>Para $G < 200 kg/m^2 s$</p> $C = 4,566 \cdot 10^{-6} \chi^{0,128} Re_{lo}^{0,938} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{-2,15} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{-5,1}$ <p>Para $G > 200 kg/m^2 s$</p> $\Phi_v^2 = 1 + 9,397 \chi_{tt}^{0,62} + 0,564 \chi_{tt}^{2,45}$	Estabelecida com base em dados experimentais de R22, R134a e R407C no interior de um tubo de 6,5 mm de diâmetro.
Tran <i>et al.</i> (2000)	$\Phi_{lo}^2 = 1 + (4,3Y^2 - 1) \{ [x(1 - x)]^{0,875} La + x^{1,75} \}$ $La = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v) D^2}}$	Aplicável para o R134a, R113 e R12 em tubos lisos, com pressões entre 138-864 kPa, velocidades mássicas de 33-832 kg/m ² s.
Yu <i>et al.</i> (2002)	$\Phi_l^2 = 1 + \left[18,65 \left(\frac{1 - x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \frac{Re_v^{0,1}}{Re_l^{0,5}} \right]^{-1,9}$	Baseado nos dados experimentais de água em um tubo horizontal de 2,98 mm de diâmetro interno.
Sun e Mishima (2009)	<p>Para fluxo laminar:</p> $C = 26 \left(1 + \frac{Re_l}{1000} \right) \left[1 - \exp \left(-\frac{0,153}{0,8 + 0,27La} \right) \right]$ <p>Para fluxo turbulento:</p> $\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{\chi^{1,19}} + \frac{1}{\chi^2}$ $C = 1,79 \left(\frac{Re_v}{Re_l}\right)^{0,4} \left(\frac{1 - x}{x}\right)^{0,5}$	Baseada em 2.092 pontos experimentais com R123, R134a, R22, R236ea, R245fa, R404A, R407C, R410A, R507, CO ₂ , água e ar em tubos entre 0,506 - 12 mm de diâmetro.

Autor	Correlação	Comentário															
Xu e Fang (2012)	$\Phi_{lo}^2 = \{Y^2 x^3 + (1 - x)^{1/3} [1 + 2x (Y^2 - 1)]\} Z$ $Z = [1 + 1,54(1 - x)^{0,5} La^{1,47}]$	É uma modificação da correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986).															
Li e Hibiki (2017)	$Re_h = \frac{GD}{\mu_h}$ $N\mu_h = \mu_h \left(\rho_h \sigma \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right)^{-0,5}$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>C</th> <th>Líquido</th> <th>Vapor</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$41,7N\mu_h^{0,66} Re_h^{0,42} x^{0,21}$</td> <td>Laminar</td> <td>Laminar</td> </tr> <tr> <td>$1,54N\mu_h^{0,14} Re_h^{0,52} x^{0,42}$</td> <td>Turbulento</td> <td>Laminar</td> </tr> <tr> <td>$245,5N\mu_h^{0,75} Re_h^{0,35} x^{0,54}$</td> <td>Laminar</td> <td>Turbulento</td> </tr> <tr> <td>$6,28N\mu_h^{0,78} Re_h^{0,67} x^{0,32}$</td> <td>Turbulento</td> <td>Turbulento</td> </tr> </tbody> </table>	C	Líquido	Vapor	$41,7N\mu_h^{0,66} Re_h^{0,42} x^{0,21}$	Laminar	Laminar	$1,54N\mu_h^{0,14} Re_h^{0,52} x^{0,42}$	Turbulento	Laminar	$245,5N\mu_h^{0,75} Re_h^{0,35} x^{0,54}$	Laminar	Turbulento	$6,28N\mu_h^{0,78} Re_h^{0,67} x^{0,32}$	Turbulento	Turbulento	<p>Aplicável aos fluidos: R22, R134a, R410A, R290, R744, amônia, nitrogênio, R245fa, Propano e água, diâmetro de tubo de 0,1 a 3 mm.</p> <p>Para calcular μ_h usa-se a correlação de Mcadams <i>et al.</i> (1942)</p>
C	Líquido	Vapor															
$41,7N\mu_h^{0,66} Re_h^{0,42} x^{0,21}$	Laminar	Laminar															
$1,54N\mu_h^{0,14} Re_h^{0,52} x^{0,42}$	Turbulento	Laminar															
$245,5N\mu_h^{0,75} Re_h^{0,35} x^{0,54}$	Laminar	Turbulento															
$6,28N\mu_h^{0,78} Re_h^{0,67} x^{0,32}$	Turbulento	Turbulento															

Fonte: autor.

2.5.2.3. Método baseado em padrões de escoamento

Uma última categoria dos métodos para o cálculo da PPB são modelos desenvolvidos individualmente para cada padrão considerando a topologia de distribuição das fases. Estes métodos utilizam mapas de padrão de escoamento para a previsão do padrão local e podem utilizar as curvas de transição como parâmetros para estimativa da perda de pressão. Usando dados experimentais, os pesquisadores desenvolveram um modelo de análise fenomenológica no qual cada regime de escoamento é tratado separadamente, mas que ao mesmo tempo, assegura uma transição suave entre a queda de pressão nas fronteiras de transição entre os padrões de escoamento.

- Método de Quiben e Thome (2007)

O estudo foi baseado em um banco de dados do R134a, R22 e R410A, em tubos com diâmetros de 8 mm e 13,8 mm e com velocidades mássicas entre 70 kg/m²s e 700 kg/m²s. Tomou-se o mapa de escoamento proposto por Wojtan *et al.* (2005) como base para definir os padrões de escoamento.

No padrão de escoamento anular, a perda de pressão é estimada a partir da tensão de cisalhamento, dada EQ. (2.19).

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{anular} = 2 \frac{f_{anular} \rho_v (u_v - u_l)^2}{D} \tag{2.19}$$

As velocidades de cada fase são estimadas pelas EQ. (2.20) e EQ. (2.21), sendo a fração de vazio representada pela EQ. (2.5).

$$u_v = \frac{G}{\rho_v} \frac{x}{\alpha} \quad (2.20)$$

$$u_l = \frac{G}{\rho_v} \frac{(1-x)}{(1-\alpha)} \quad (2.21)$$

Para a estimativa do fator de atrito interfacial, foi proposta uma correlação onde seus coeficientes foram ajustados a partir de resultados experimentais para a perda de pressão durante escoamento anular levantados pelos autores. A correlação obtida é dada pela EQ. (2.22).

$$f_{anular} = 0,67 \left[\frac{\delta_f}{D} \right]^{1,2} \left[\frac{(\rho_l - \rho_v) g \delta_f^2}{\sigma} \right]^{-0,4} \left[\frac{\mu_v}{\mu_l} \right]^{-0,08} We_l^{-0,034} \quad (2.22)$$

Com a espessura do filme de líquido dada pela EQ. (2.23).

$$\delta_f = \frac{D(1-\alpha)}{4} \quad (2.23)$$

Destaca-se que, para o regime anular e para a região pistonada mais intermitente, o ângulo seco é nulo. O número de Weber do líquido modificado é dado pela EQ. (2.24).

$$We_l = \frac{u_l^2 D \rho_l}{\sigma} \quad (2.24)$$

Para o regime intermitente e pistonado, foi considerada uma interpolação entre a perda de pressão para escoamento monofásico líquido e bifásico anular, de modo a respeitar os limites $0 \leq x \leq x_{IA}$. Como resultado obtém-se a EQ. (2.25):

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\substack{\text{pistonado} \\ \text{intermitente}}} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{lo} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{IA}} \right)^{0,25} + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{anular} \left(\frac{\alpha}{\alpha_{IA}} \right)^{0,25} \quad (2.25)$$

$$x_{IA} = \left\{ \left[0,34^{1/0,875} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/1,75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\} \quad (2.26)$$

O termo $\left(\frac{dp}{dz} \right)_{lo}$ é a perda de pressão para toda a mistura escoando como líquido, segundo EQ. (2.8), α_{IA} é a fração de vazio para a transição entre o escoamento intermitente e anular, dado pela EQ. (2.5), e com o título x_{IA} de transição dado pela EQ. (2.26), e $\left(\frac{dp}{dz} \right)_{anular}$ é

a PPB para escoamento anular conforme EQ. (2.19). Assim, a espessura do filme de líquido dada pela EQ. (2.27).

$$\delta_f = \min \left(\frac{D}{2}, \frac{D}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \frac{2A_l}{(2\pi - \theta_{seco})}} \right) \quad (2.27)$$

Para o regime de escoamento estratificado ondulado, foi considerada a composição dos fatores de atrito para a região seca e para a região da parede em contato com o líquido em função do ângulo de secagem de parede dado pela EQ. (2.28).

$$\theta_{seco} = \left[\frac{G_{ond} - G}{G_{ond} - G_{estrat}} \right]^{0,61} \theta_{estrat} \quad (2.28)$$

Os termos da EQ. (2.28) são calculados como mostra o Apêndice A. O fator de atrito para o escoamento segundo padrão estratificado ondulado é representado pela EQ. (2.30).

$$f_{estrat-ond} = \frac{\theta_{seco}}{8\pi} f_v + \left(1 - \frac{\theta_{seco}}{2\pi}\right) f_{anular} \quad (2.30)$$

A PPB para o padrão de escoamento estratificado ondulado pode ser calculado pela EQ. (2.31).

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{estrat-ond} = 4f_{estrat-ond} \frac{\rho_v u_v^2}{2D} \quad (2.31)$$

Para o padrão de escoamento pistonado-estratificado com ondas, a PPB é dada pela interpolação da perda de pressão para escoamento monofásico de líquido e estratificado ondulado, resultando na EQ. (2.32).

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\substack{pistonado \\ +estrat-ond}} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{estrat-ond} \left(\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} \quad (2.32)$$

A abordagem adotada para o escoamento em névoa é a de considerá-lo como um pseudofluido, com suas propriedades ponderadas segundo o modelo homogêneo. Esta hipótese é razoável, pois durante o escoamento em névoa, as duas fases escoam com velocidades próximas. A expressão proposta para a PPB durante o escoamento em névoa é dada pela EQ. (2.33).

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{névoa} = \frac{f_m G^2}{2D\rho_m} \quad (2.33)$$

$$\rho_m = \rho_l(1 - \alpha_m) + \rho_v \alpha_m \quad (2.34)$$

$$\alpha_m = \left(1 + \frac{(1-x)\rho_v}{x\rho_l}\right)^{-1} \quad (2.35)$$

Para calcular f_m , usa-se a correlação de Cicchitti *et al.* (1960) para calcular a viscosidade.

A PPB para o padrão de secagem de parede é obtida pela interpolação entre as perdas de pressão para escoamento em névoa e o padrão de escoamento imediatamente anterior ao início da secagem de parede, correspondente ao anular ou estratificado ondulado. A expressão para estimativa da PPB é representada pela EQ. (2.36).

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{secagem} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{is} - \frac{x-x_{is}}{x_{ts}-x_{is}} \left[\left(\frac{dp}{dz}\right)_{is} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{ts} \right] \quad (2.36)$$

onde x_{ts} é o título no fim do regime de secagem de parede e x_{is} é o título no início desta região. Estes títulos são calculados de acordo com EQ. (2.37) e EQ. (2.38). $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{is}$ é a perda de pressão no título inicial da secagem de parede, calculado com EQ. (2.19) para padrão anular, ou com EQ. (2.31) para o padrão estratificado-ondulado. $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{ts}$ é a perda de pressão no título do fim da secagem de parede, calculada considerando o padrão de névoa com a EQ (2.33).

$$x_{is} = 0,58e^{0,52-0,235We_{vo}^{0,17}Fr_g^{0,37}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0,25}\left(\frac{q}{q_{crit}}\right)^{0,70}} \quad (2.37)$$

$$x_{ts} = 0,61e^{0,57-0,005We_{vo}^{0,38}Fr_g^{0,15}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0,09}\left(\frac{q}{q_{crit}}\right)^{0,27}} \quad (2.38)$$

$$Fr_g = \frac{G^2}{gD\rho_v(\rho_l-\rho_v)} \quad (2.39)$$

Os autores consideraram duas abordagens para o padrão de escoamento estratificado baseado no título de vapor da mistura. Para título superior ou igual a x_{IA} , a perda de pressão é estimada através do fator de atrito dado pela EQ. (2.40).

$$f_{estrat} = \frac{\theta_{estrat}}{8\pi} f_v + \left(1 - \frac{\theta_{estrat}}{2\pi}\right) f_{anular} \quad (2.40)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{x \geq x_{IA}} = 4f_{estrat} \frac{\rho_v u_v^2}{2D} \quad (2.41)$$

Para padrão de escoamento estratificado, com título de vapor inferior a x_{IA} , a estimativa da PPB por atrito é obtida pela EQ. (2.42).

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{x < x_{IA}} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{x' \geq x_{IA}} \left(\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} \quad (2.42)$$

onde $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{x' \geq x_{IA}}$ é a perda de pressão por atrito avaliada para o título atual usando a EQ. (2.41).

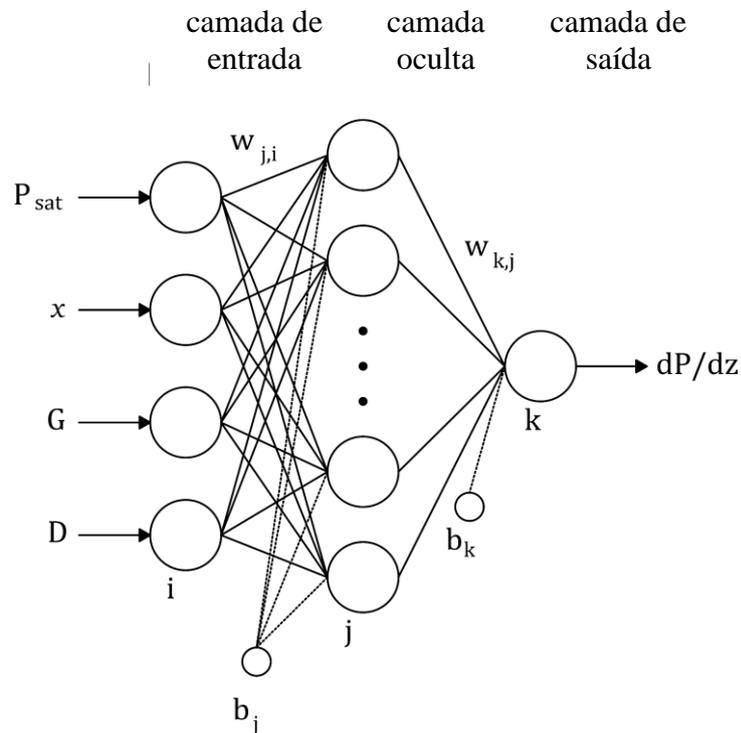
Desta forma conclui-se o cálculo da PPB para todos os regimes de escoamento bifásico.

2.5.2.4. Redes neurais artificiais

Em uma nova categoria dos métodos para predição de perda de pressão (e outro parâmetros de escoamento) aparecem as Redes Neurais Artificiais (RNA). As RNAs são técnicas computacionais que apresentam um modelo matemático inspirado na estrutura neural de organismos inteligentes e que adquirem conhecimento através da experiência. Assim, uma rede neural é treinada com uma base de dados de entrada e saída, até ela conseguir estimar com alta precisão a sua própria saída. A rede neural artificial é considerada uma modelo de caixa preta e consegue modelar sistemas físicos complexos com alta eficiência, sempre que seja usada dentro da faixa para a qual foi treinada.

As redes neurais multicamadas (multiperceptron) como a apresentada na FIGURA 2.4 são arquiteturas onde os neurônios estão organizados em duas ou mais camadas de processamento, já que sempre vai existir pelo menos uma camada de entrada e uma camada de saída. Estas arquiteturas são as mais frequentemente encontradas na literatura referente a redes neurais artificiais. Na camada de entrada, cada neurônio i recebe uma entrada do modelo, que é normalizada no intervalo de $(-1,1)$. Na camada de saída, o neurônio k recebe os sinais da camada oculta multiplicado pelo peso sináptico w_{kj} e um sinal fixo b_k . A soma desses sinais entra na função de transferência do neurônio para calcular a saída do modelo. Em cada neurônio da camada oculta ocorre o seguinte processo: um sinal x_i na entrada da sinapse i conectada ao neurônio j é multiplicado pelo peso sináptico w_{ji} . Também existe uma entrada fixa ao neurônio j denominado peso de polarização b_j . Todas as sinapses são somadas, o resultando é entrada a uma função de ativação, geralmente não-linear e de formato sigmoideal. O resultado desta função é a saída do neurônio.

FIGURA 2.4 Rede neural multicamada.



Fonte: autor.

A mais importante propriedade de uma rede neural artificial é sua capacidade de aprendizado. Uma rede neural aprende através de um processo iterativo de ajustes aplicados aos seus pesos sinápticos e limiares, o qual pode ser expresso na forma de um algoritmo computacional. O treinamento de uma rede através do algoritmo de “retropropagação do erro” o mais utilizado em redes neurais multipreceptor (Iyoda, 2000).

2.6. Algoritmos genéticos para ajuste de correlações

Uma definição de algoritmos genéticos poder ser dada por: um conjunto pré-determinado e bem definido de regras e processos com operações finitas, destinados à busca estocástica polarizada da solução de um problema, com um número finito de etapas. Os algoritmos genéticos seguem as leis biológicas da transmissão dos caracteres hereditários nos indivíduos e os mecanismos que asseguram essa transmissão. Apesar do caráter estocástico dos algoritmos genéticos, eles são capazes de explorar com eficiência a memória passada, no sentido de polarizar a busca por regiões promissoras no espaço de candidatos à solução.

O desenvolvimento de correlações com base em dados experimentais ou simulações numéricas é muitas vezes complicado. Os autores Rahimi *et al.* (2015) e Mohd-Ghazali *et al.*

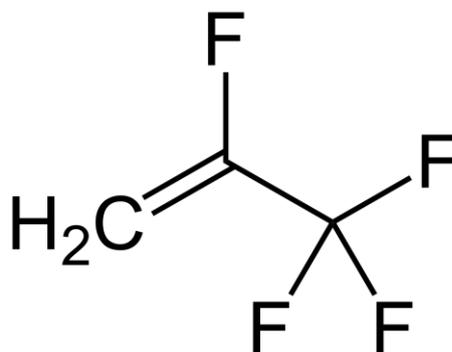
(2015) usaram algoritmos genéticos para encontrar os coeficientes adequados para minimizar os erros entre um conjunto de dados e a correlação que se quer desenvolver. Para consultar aplicações, Gosselin *et al.* (2009) fazem uma revisão do uso dos algoritmos genéticos em problemas de transferências de calor e massa.

Desta forma, a partir da melhor correlação da seção 2.5.2 para estimar os dados experimentais da perda de pressão do fluido R1234yf, uma nova correlação modificada e ajustada por algoritmos genéticos será apresentada no capítulo de resultados.

2.7. Fluido refrigerante R1234yf

O R1234yf possui a estrutura molecular apresentada na FIGURA 2.5. Seu nome químico é 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene. A nomenclatura definida pela ASHRAE significa o seguinte, o primeiro dígito indica que é uma hidrofluorolefina (HFO) derivada do alqueno, o segundo dígito representa o número de átomos de carbono menos um, o terceiro dígito corresponde ao número de átomos de hidrogênio mais um, e finalmente o quarto dígito equivale ao número de átomos de flúor. A primeira letra indica o radical presente no carbono intermediário, “y” para um radical de flúor. A segunda letra é usada para identificar o radical do primeiro carbono da cadeia com enlace duplo, “f” para o radical H₂.

FIGURA 2.5 Estrutura molecular do R1234yf.



Fonte: BOC (2015).

O R1234yf possui ODP zero e GWP menor do que 1. No ano 2015, este fluido foi o único produto comercial na Europa e nos Estados Unidos que satisfaz os critérios estabelecidos pela diretiva da União Europeia em 2006, que determinou que todos os sistemas de ar condicionado automotivos (MAC, mobile air conditioning) deveriam usar fluido refrigerante com GWP menor do que 150 (Wodzisz, 2015).

Assim, o fluido R1234yf é a principal opção para substituir o refrigerante mais usados atualmente nos sistemas MAC, o R134a (GWP de 1430) (Taddonio, 2010). Muitos

estudos (Bansal *et al.*, 2011; Yang e Wu, 2013; McLinden *et al.*, 2014; Park *et al.*, 2015) confirmam o favoritismo do R1234yf como principal substituto do R134a em sistemas MAC, pois este fluido pode oferecer até 5% de melhoria da eficiência com algumas modificações simples no ciclo. A TABELA 2.3 apresenta uma comparação entre as propriedades termodinâmicas dos dois fluidos obtidas do EES (Equation Engineering Solver). A variação apresentada é com referência ao fluido R134a, podendo observar a sua similaridade com o R234yf.

TABELA 2.3 Propriedade de transporte e de saturação para o R1234yf e R134a a 20°C.

Refrigerante	R134a	R1234yf	Varição (%)
Pressão de saturação (kPa)	572,1	591,7	3,44
Pressão crítica (kPa)	4059	3382	-16,67
Massa específica de líquido (kg/m ³)	1225	1110	-9,39
Massa específica de vapor (kg/m ³)	27,80	32,84	18,13
Entalpia de líquido (kJ/kg)	227,25	226,40	-0,37
Entalpia de vapor (kJ/kg)	409,67	375,80	-8,26
Entalpia de vaporização (kJ/kg)	182,42	149,3	-18,16
C _p de líquido(kJ/kg-K)	1,405	1,369	-2,56
C _p de vapor (kJ/kg-K)	1,001	1,024	2,30
Condutividade térmica de líquido (W/m-K)	85,62x10 ⁻³	64,77x10 ⁻³	-24,35
Condutividade térmica de vapor (W/m-K)	14,06x10 ⁻³	13,23x10 ⁻³	-5,90
Viscosidade de líquido (Pa-s)	207,4x10 ⁻⁶	154,4x10 ⁻⁶	-25,55
Viscosidade de vapor (Pa-s)	11,5x10 ⁻⁶	12,3x10 ⁻⁶	6,96

Fonte: software EES.

2.7.1. Inflamabilidade do R1234yf

O R1234yf é ligeiramente inflamável devido à presença da ligação dupla de carbonos, apesar de ter a mesma proporção flúor-hidrogênio que o R134a, que é não inflamável (Minor *et al.*, 2010). Takizawa *et al.* (2009) estudaram a velocidade de queima, o limite de inflamabilidade e o calor de combustão para o R1234yf e o classificaram na A2L da ASHRAE, significando que possui uma velocidade de queima menor que 10 cm/s.

Em 2013, a SAE (Society of Automotive Engineers) em conjunto com fabricantes como Chrysler/Fiat, Ford, General Motors, Honda, Hyundai, Jaguar Land Rover, Mazda, PSA, Renault e Toyota provaram que o produto não podia ser ignizado em condições normalmente experimentadas por um veículo. Outros testes foram feitos em 2014 sob os auspícios do Centro Comum de Pesquisa da Comissão Europeia, com conclusões similares, afirmando que o produto é seguro “sob condições normais ou razoavelmente previsíveis de utilização” (Wodzisz, 2015).

Finalmente, alguns estudos abordam a possibilidade de reduzir o grau de inflamabilidade. Por exemplo, Lee *et al* (2013) mostraram que uma mistura de R1234yf com 10% de R134a, é virtualmente não inflamável, azeotrópica, e apresenta GWP menor do que 150. Esta mistura foi avaliada em máquinas projetadas para R134a, e apresentou resultados similares de COP, capacidade de refrigeração e temperatura de descarga do fluido no compressor.

2.7.2. Desempenho do R1234yf em sistemas de refrigeração

Estudos sobre desempenho do fluido R1234yf como refrigerante inicialmente foram orientados principalmente na área de ar condicionado automotivo (MAC). Os primeiros estudos (Bang, 2008; Meyer, 2008; Zilio *et al.*, 2009; Mathur, 2010; Petijean e Benouali, 2010; Zilio *et al.*, 2011; Lee e Jung, 2012; Zhao *et al.*, 2012) fizeram comparações entre o R134a e o R1234yf em relação ao desempenho global em sistemas MAC, mostrando que o COP dos sistemas é aproximadamente 8% menor quando o R1234yf é usado. Seybold *et al.*(2010), Qi (2013) e Cho *et al.*(2013) estudaram os efeitos do trocador de calor interno nos sistemas MAC com R1234yf. Esta mudança reduz a diferença de eficiências entre os fluidos a 2%. Análises de exergia foram feitas por Li *et al.* (2014) e Cho e Park (2016) em sistemas MAC, concluindo que a eficiência exérgica do R1234yf é 4% menor do que o R134a. Recentemente, Qi (2015) estudou a modificações que podem ser feitas para elevar o desempenho em sistemas MAC que trabalham com R1234yf, como por exemplo, que o aumento no grau de sub-resfriamento por meio de trocador de calor interno melhora o COP em até 15% . Sánchez *et al.* (2017) avaliaram o desempenho em sistemas MAC de cinco fluidos com baixo GWP, entre eles o R1234yf, confirmando a possibilidade do R1234yf de substituir o R134a.

Dos pouquíssimos trabalhos publicados pelo Brasil, Sotomayor e Parise (2016) fizeram um modelo de um compressor para sistemas MAC com R1234yf. Outros modelos de sistemas de refrigeração por compressão de vapor foram feitos por Vilela (2012) e Nunes

(2015). Todos estes modelos sempre indicando o R1234yf como uma alternativa para substituir o R134a com sucesso.

Existem trabalhos recentes que apontam para o uso do R1234yf em sistemas diferentes ao MAC como refrigeradores (Belman-Flores e Ledesma, 2015; Janković *et al.*, 2015) e bombas de calor (Abas *et al.*, 2015; Botticella e Viscito, 2015; Zhang e Cheng, 2017). Assim, abre-se uma possibilidade do uso do fluido além dos minicanais do MAC em direção aos canais convencionais dos equipamentos de maior capacidade.

2.7.3. Estudos do R1234yf em escoamento bifásico

Atualmente existem alguns estudos do R1234yf associados ao comportamento do escoamento bifásico para tubos lisos envolvendo o coeficiente de transferência de calor (Del Col *et al.*, 2010; Saitoh *et al.*, 2011; Li *et al.*, 2012; Mortada *et al.*, 2012; Wang *et al.*, 2012; Del Col *et al.*, 2013; Lu *et al.*, 2013; Choi *et al.*, 2014; Anwar *et al.*, 2015; Illán-Gómez *et al.*, 2015; Sempértegui-Tapia e Ribatski, 2017a), a perda de pressão (Del Col *et al.*, 2010; Padilla *et al.*, 2011; Saitoh *et al.*, 2011; Wang *et al.*, 2012; Lu *et al.*, 2013; Anwar *et al.*, 2015; Illán-Gómez *et al.*, 2015; Sempértegui-Tapia e Ribatski, 2017b), os padrões de escoamento (Padilla *et al.*, 2011) e o fluxo de calor crítico (Mastrullo *et al.*, 2016; Mastrullo *et al.*, 2017). Pode ser observado na literatura que a maioria dos estudos são sobre o coeficiente de transferência de calor, enquanto a perda de pressão é estudada em um número menor e com menos detalhes.

A TABELA 2.4 apresenta, em ordem cronológica, um resumo dos trabalhos mais representativos para a perda de pressão bifásica (PPB) do fluido R1234yf. A maior parte dos trabalhos foram realizados para mini/microcanais.

TABELA 2.4 Estudos sobre PPB para o R1234yf.

Autor	Resumo
Del Col <i>et al.</i> (2010)	PPB para condensação de R1234yf e R134a em um tubo circular de diâmetro de 0,76 e 0,96 mm, temperatura de saturação de 40°C, velocidade mássica de 400, 600 e 800 kg/m ² s. O fluido R1234yf exibe uma menor perda de pressão de 10 a 12%, em comparação com R134a, nas mesmas condições de operação.
Padilla <i>et al.</i> (2011)	A PPB para o R1234yf, R134a e R410A em tubos de horizontais são apresentados. O diâmetro do tubo varia de 7,90 a 10,85 mm. A velocidade mássica varia de 187 a 1702 kg/m ² s e as temperaturas de saturação de 4,8 a 20,7°C. A PPB do R134a é maior do que o R1234yf. A correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) fornecem valores cerca de 90% dos dados dentro de uma faixa de erro $\pm 30\%$.
Saitoh <i>et al.</i> (2011)	A PPB em ebulição do R1234yf no interior de um tubo horizontal de diâmetro de 2 mm foi estudada experimentalmente. O fluxo de calor entre 6 e 24 kW/m ² ,

Autor	Resumo
	as velocidades mássicas de 100 a 400 kg/m ² s e temperatura de evaporação de 15°C. A correlação Chisholm (1967) mostrou-se adequada.
Wang <i>et al.</i> (2012)	A PPB em condensação do R1234yf foi medida em um tubo horizontal de diâmetro 4 mm. As faixas de operação velocidades mássicas de 100 a 400 kg/m ² s e diferentes temperaturas de saturação (40, 45, e 50°C). A correlação Chisholm (1967) mostrou os melhores resultados com erro de 30%.
Lu <i>et al.</i> (2013)	A PPB do R1234yf e R134a foi medida em um tubo horizontal liso de diâmetro 3,9 mm. Velocidades mássicas de 200 e 400 kg/m ² s e fluxo de calor de 5 a 19 kW/m ² . A PPB para o R134a é aproximadamente de 5 a 15% maior do que a de R1234yf, devido à sua velocidade de vapor superficial mais elevada.
Illán-Gómez <i>et al.</i> (2015)	A PPB em condensação foi medida para um arranjo de minicanais com R1234yf e R134a. Velocidades mássicas de 350 e 948 kg/m ² s, as temperaturas de saturação de 30 a 55°C, fluxo de calor de 0 a 20 kW/m ² . A PPB foi medida nas mesmas condições. No caso do R1234yf a PPB foi menor do que para R134a.
Anwar <i>et al.</i> (2015)	A PPB do R1234yf e R134a foi medida em um tubo vertical liso de diâmetro 1,6 mm. Velocidades mássicas de 100 e 500 kg/m ² , temperaturas de saturação 27 até 32°C. A melhor correlação foi Mishima e Hibiki (1996).
Sempértegui-Tapia e Ribatski (2017b)	Comparação do CTCB em ebulição de R134a, R1234ze, R600a e R1234yf em tubo quadrados, circulares e triangulares de 1,1 mm de diâmetro. Velocidades mássicas de 100 e 1600 kg/m ² s, as temperaturas de saturação de 31 a 41°C. Mostrando que a perda de pressão entre o R134a e R1234yf é similar.

Fonte: autor.

2.8. Conclusões

No estudo do escoamento bifásico em um tubo horizontal liso, foi utilizado o mapa de padrões de escoamento proposto por Wojtan *et al.* (2005). Os métodos tradicionais teórico-empíricos usados na estimativa da perda pressão em escoamento bifásico são classificados em três grupos: modelos homogêneos, modelos por multiplicadores bifásicos e modelos baseados em padrões de escoamento. Entre todos os métodos da literatura, foram selecionadas 19 correlações. Por outro lado, as redes neurais artificiais são uma nova alternativa para a predição da perda de pressão em escoamento com ebulição convectiva.

Normativas europeias estabelecem o fim do uso do fluido R134a devido ao seu alto potencial de aquecimento global (GWP). O fluido R1234yf, com GWP igual 1, é o principal substituto para os sistemas de ar condicionado automotivos com R134a. Porém esta pode não ser a única aplicação. Atualmente, o R1234yf também está sendo testado para outros sistemas de refrigeração, aquecimento e acondicionamento de ar, com resultados positivos

Em geral, após o ano de 2010, iniciam-se os estudos em escoamento bifásico com R1234yf, e só um terço das publicações estudam a perda de pressão em escoamento bifásico, principalmente em mini/microcanais.

Por meio do conteúdo abordado neste capítulo pode-se concluir que o fluido R1234yf tem sido pouco estudado em relação à perda de pressão em tubos horizontais convencionais com diâmetros típicos usados em sistemas de uso residencial e comercial. Assim isto serve como justificativa da relevância do trabalho proposto nesta tese.

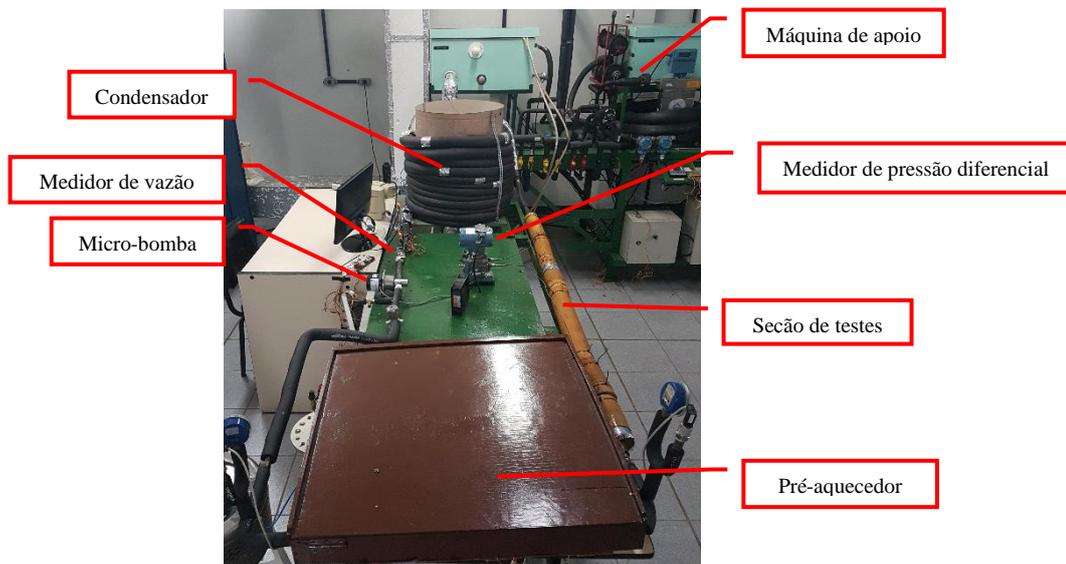
3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Este capítulo apresenta a descrição da bancada experimental utilizada para o desenvolvimento deste estudo. O capítulo também aborda os procedimentos e o tratamento dos dados experimentais. Além disso, também são mostradas as incertezas dos dados medidos.

3.1. Equipamento experimental

O banco de ensaios experimentais usados neste estudo encontra-se no laboratório do Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREa) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Esta bancada já foi utilizada em trabalhos anteriores, entre eles Porto (2013) e Garcia (2014). Um registro fotográfico da bancada encontra-se ilustrado na FIGURA 3.1. A bancada experimental compõe-se basicamente do circuito principal (de testes de refrigerante) e do circuito auxiliar descritos a seguir.

FIGURA 3.1 Foto do banco de testes.



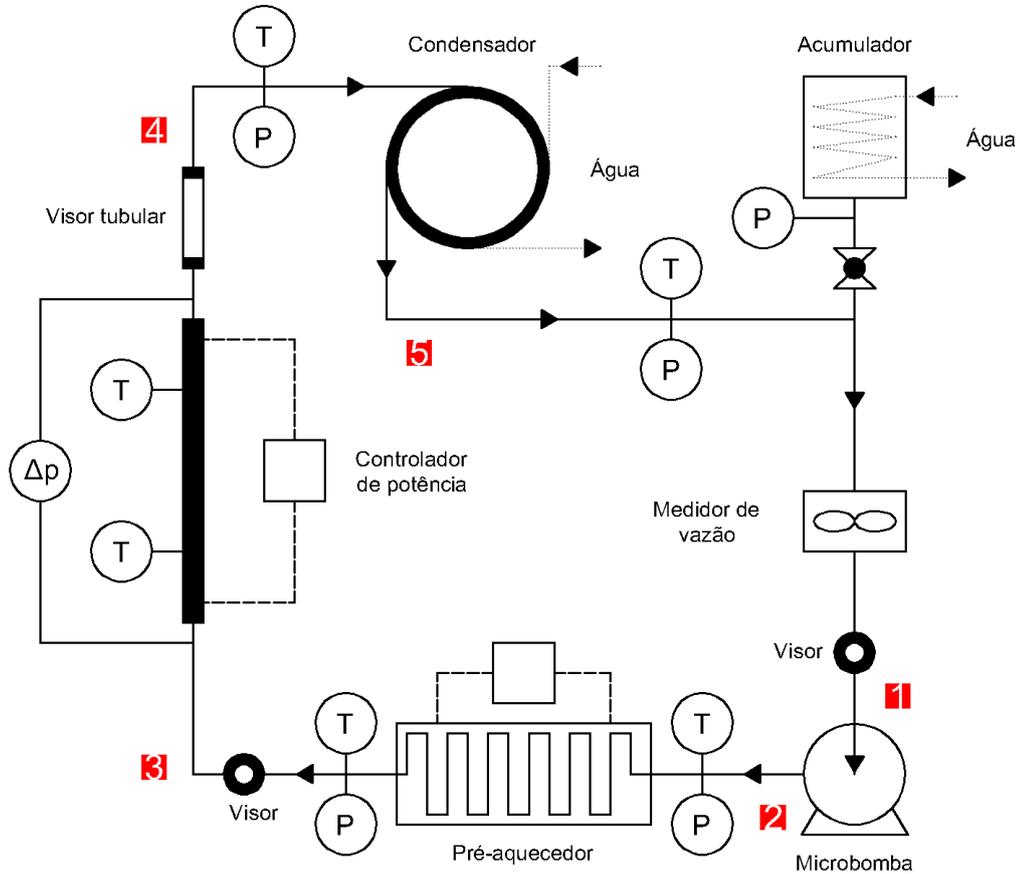
Fonte: autor.

3.1.1. Circuito principal

O circuito principal corresponde ao fluido de testes. Foi construído com recursos do projeto de pesquisa financiado pela FAPEMIG (projeto TEC-APQ 039/2009) e reformado para este estudo também com financiamento da FAPEMIG (projeto TEC APQ-00188-14/2016). Na FIGURA 3.2 encontra-se esquematicamente ilustrado, composto por um

condensador, uma micro-bomba, um pré-aquecedor, uma seção de testes e sensores de pressão, temperatura e vazão volumétrica.

FIGURA 3.2 Esquema do banco de testes.

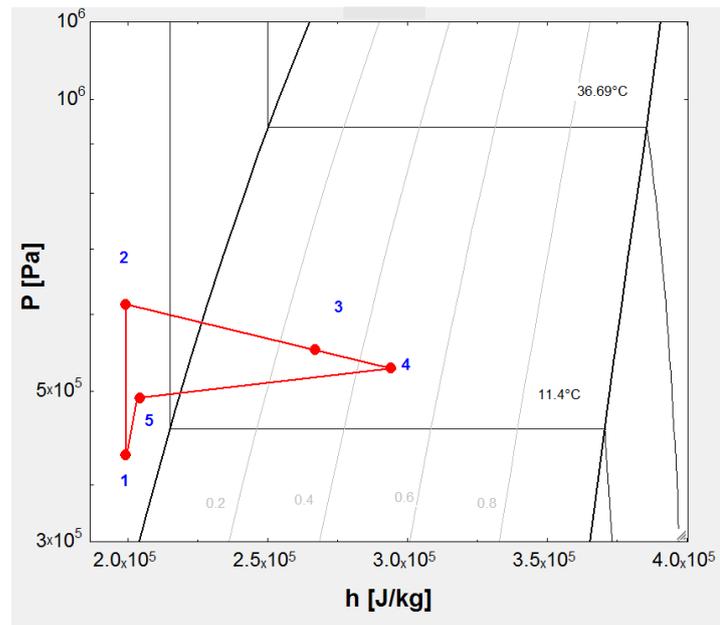


Fonte: autor.

O fluido de trabalho entra na micro-bomba no estado de líquido comprimido. Em seguida, o fluido entra no pré-aquecedor, que fornece calor ao fluido por efeito joule, provocando uma mudança de fase. Assim, o fluido sai do pré-aquecedor, e entra na seção de testes, como uma mistura líquido-vapor com título x_1 . Na sequência na seção de testes, essa mistura recebe uma pequena quantidade de calor por meio de uma resistência elétrica até um título x_2 na saída da seção de testes. O fluido por fim, entra no condensador, onde cede calor para a água fria. Assim, o fluido sai do condensador no estado de líquido comprimido, condição em que entra na micro-bomba, reiniciando o ciclo. A

FIGURA 3.3 apresenta um diagrama pressão versus entalpia do ciclo (sem escala).

FIGURA 3.3 Ciclo do refrigerante de teste R1234yf.



Fonte: software EES.

3.1.1.1. Micro-bomba

Para a circulação do fluido de trabalho é utilizada uma bomba de engrenagens do modelo Series GJ-N23 do fabricante MICROPUMP, com deslocamento nominal de 0,64 ml por rotação. A micro-bomba é acionada por driver/motor DB-380 também da MICROPUMP que permite um acoplamento magnético de alta qualidade. A vazão de refrigerante na micro-bomba é ajustada por meio de um sinal de controle de 0 a 5 V que vai ao driver/motor que controla a rotação. O conjunto possui um sensor de rotação que permite a retroalimentação para um controle preciso, independente da carga de bombeamento exigida na micro-bomba.

3.1.1.2. Pré-aquecedor

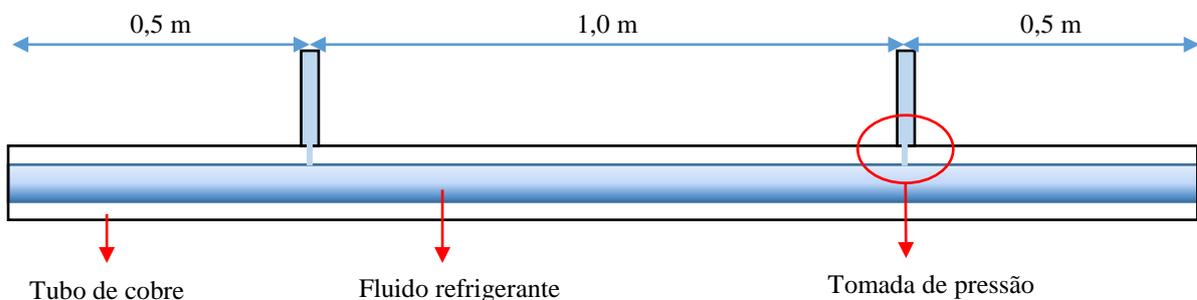
O pré-aquecedor é um tubo de cobre de 4,8 mm de diâmetro interno e 12 m de comprimento, enrolado em forma de serpentina no plano horizontal. O tubo tem uma resistência elétrica de 2,7kW (16 ohms a 220V) de potência. O conjunto está isolado externamente com lâminas de lã de vidro dentro de uma caixa de madeira de 50x50 cm². A potência do pré-aquecedor pode ser ajustada por meio controlador de potência TH 6200A fabricado por THERMA que permite a passagem de energia pela carga em níveis controlados por disparo de trem de pulsos. Esta modulação é linear (0~100% da potência) e controlada por um sinal de 0 a 5V enviado ao comando de disparo do controlador. Assim a leitura da potência é feita em

proporção ao sinal de controle (a medição foi calibrada através de um osciloscópio digital MINIPA modelo MO-3104).

3.1.1.3. Seção de testes

Um esquema da seção de testes é apresentado na FIGURA 3.4. O comprimento de teste é 1,0 m e possui um comprimento adicional em cada extremo de 0,5 m para garantir o completo desenvolvimento do escoamento e nenhuma influência de perdas menores por acessórios ou conexões. As tomadas de pressão diferencial foram feitas com um furo de 1 mm na parede do tubo para não interferir diretamente no escoamento. Os diâmetros internos de testes são 3,2 mm, 4,8 mm, 6,4 mm 8,0 mm, que correspondem as bitolas de tubo de cobre 3/16", 1/4", 5/16" e 3/8" usados comumente na área de refrigeração e ar condicionado. Esse tubo é aquecido eletricamente por uma resistência elétrica enrolada na superfície exterior, proporcionando um fluxo máximo de calor de 15 kW/m². A potência elétrica dissipada é controlada pelo controlador de potência TH 6200A similar ao usado no pré-aquecedor. Para reduzir as trocas de calor com o ambiente externo, a seção de testes é isolada termicamente com tubo de lã de vidro.

FIGURA 3.4 Seção de teste.



Fonte: autor.

3.1.1.4. Condensador

É um trocador de calor de tubos concêntricos enrolado em hélice, que tem por finalidade condensar o refrigerante após a saída da seção de visualização para garantir o estado líquido ao chegar à bomba. No condensador, o fluido refrigerante escoá pelo tubo interior de cobre de 8 mm de diâmetro interno e troca calor com água que passa pela seção anular. O condensador é isolado termicamente com espuma elastômera.

3.1.1.5. Acumulador de refrigerante

O reservatório do fluido de teste tem a função de facilitar a adição e retirada de refrigerante do circuito, procedimento adotado para o controle da pressão de saturação na seção de testes para títulos de vapor diferentes. Este componente é basicamente um trocador de calor imerso. Água passa na superfície externa do reservatório de fluido, o que regula a pressão de saturação do mesmo. Assim, por exemplo, para retirar fluido do circuito principal, água fria passa pelo acumulador para obter uma pressão menor à pressão atual do circuito principal e desta forma, uma vez que a válvula é aberta, força a entrada do fluido no acumulador.

3.1.1.6. Medidor de vazão

O medidor de vazão volumétrica é do tipo turbina fabricado pela KOBOLT modelo DPM-1130 com faixa de medição de 0,05 a 3 L/min. O sinal de saída é de frequência de pulsos conectado ao sistema de aquisição. Quando a vazão é máxima a frequência é de 372 Hz e a perda de carga é de 0,61 bar.

3.1.1.7. Medição de pressão

As tomadas de pressão do circuito principal de ensaios são realizadas em quatro pontos distintos: entrada e saída do pré-aquecedor, entrada e saída do condensador, como indicado na FIG. 4.2. Estas medidas são feitas por transmissores de pressão manométrica da empresa NOVUS modelo NP430D com uma faixa de 0-20 bar com saída de 4 a 20mA.

A perda de pressão entre a entrada e a saída da seção de testes é realizada pelo transmissor de pressão diferencial modelo NCS-PT105, fabricado pela MICROCYBER, que tem uma faixa de medida ajustável de 0,374 a 37,4 kPa e saída de 4 a 20mA.

3.1.1.8. Medição de temperatura

Para determinação das temperaturas foram utilizados termopares do tipo T (cobre-constantan). Esse termopar foi escolhido por apresentar uma faixa de temperatura (-184°C a 270°C) adequada para o presente trabalho. Os termopares possuem diâmetros reduzidos, de 1,5 mm, e um comprimento de bainha de 10 cm, são encapsulados e com isolamento mineral, de forma que as perturbações nas medidas são muito reduzidas. Estes termopares realizam as medições diretamente no interior do tubo.

3.1.1.9. Medição de potência elétrica

A potência foi medida por meio do produto da tensão e correntes efetivas. A tensão foi medida por um sensor de tensão AC-ZMPT101B de 0 a 250V. A corrente foi medida com um sensor corrente ACS712 de 0 a 30A.

3.1.1.10. Sistema de aquisição de dados

A aquisição e o registro dos dados experimentais de temperatura foram realizados por meio de uma placa NI 9213 para os sinais dos termopares e uma placa NI USB 6211 para as medições de pressão e vazão, ambas de fabricação da NATIONAL INSTRUMENTS, que permitem a comunicação com um computador. A partir de uma interface em LabVIEW[®] são monitoradas em tempo real e salvas as temperaturas, pressões e vazão acima mencionadas. A taxa de aquisição de dados para cada variável é de 100 amostras por segundo durante um minuto para cada ponto de operação. Por meio desta plataforma também é possível controlar a rotação da micro-bomba, e as potências elétricas do pré-aquecedor e da seção de testes.

3.1.2. Circuito de auxiliar

O banco de apoio é uma máquina de refrigeração típica água-água. Trabalha com o refrigerante R134a. Sua função é fornecer água fria para o condensador do banco de testes. Essa máquina faz parte de um banco de testes de bombas de calor/sistemas de climatização, que foi projetado e construído com recursos de dois projetos de pesquisa: projeto FAPEMIG no biênio 1998/1999 e ampliação pelo projeto ANEEL de 2004. A bancada está instrumentada e dotada de controlador PID de temperatura da água fria e de um compressor de rotação variável, acionado por um conjunto motor elétrico/inversor de frequência. Assim, é possível controlar a temperatura da água no condensador do circuito principal de teste, que pode variar de 10°C a 40°C.

3.2. Procedimento de ensaio

Nesta subseção são descritos os procedimentos experimentais para a realização de ensaios visando a determinação de perda de pressão para o fluido R134a e R1234yf.

3.2.1. Procedimento de carga e descarga do fluido refrigerante

Considerando que neste estudo são avaliados dois refrigerantes, é frequente a necessidade de carga e descarga dos fluidos. O procedimento geral para esse objetivo inclui os seguintes passos:

- A descarga do fluido se inicia com o resfriamento do acumulador de refrigerante com o intuito de drená-lo do circuito de testes para o reservatório com a maior parcela possível do fluido. O reservatório do refrigerante é resfriado até temperaturas inferiores a 5°C.
- Uma vez que uma parcela significativa do fluido se encontra no acumulador do refrigerante, fecha-se a válvula que conecta este reservatório ao circuito principal.
- Conecta-se então o acumulador de refrigerante a um cilindro de armazenamento mediante um conjunto analisador manifold. O fluido de testes escoar para o cilindro por diferença de pressões. Vale destacar que o cilindro foi previamente evacuado e durante o processo de transferência o acumulador mantém-se aquecido.
- Uma vez recuperado o fluido do acumulador do refrigerante, desconecta-se o cilindro do manifold, o qual é então estocado em local adequado.
- Realiza-se vácuo no circuito e no acumulador do refrigerante, com o intuito de eliminar vestígios do fluido anterior e umidade do ar. Depois o circuito está adequado para uma nova recarga de fluido.
- Durante o processo de carga do fluido de testes, inicialmente, resfria-se o acumulador. O cilindro contendo o fluido a ser carregado é conectado ao acumulador do refrigerante mediante o manifold.
- Uma vez que o cilindro e o acumulador estão conectados manipulam-se as válvulas do manifold de forma a proporcionar o escoamento do fluido para o reservatório do refrigerante. O procedimento é cessado e o manifold desconectado assim que alcançado a quantidade de refrigerante desejado no circuito de testes, a qual é avaliada por meio da balança.

3.2.2. Testes com escoamento monofásico

Os ensaios com escoamento monofásico (líquido) têm por objetivo principal validar a bancada experimental e determinar as perdas de calor no pré-aquecedor. Visa-se também medir a perda de pressão na seção de testes e comparar com correlações para o escoamento interno monofásico. Cada teste inicia com o acionamento do circuito auxiliar de refrigeração. O circuito principal é carregado com a quantidade suficiente de fluido que assegura o regime monofásico. Uma vez estabelecida a temperatura da água do condensador no circuito principal, a micro-bomba foi ligada e a vazão ajustada. Em seguida, aplicou-se uma potência de aquecimento no pré-aquecedor, sempre garantindo a presença de líquido sub-resfriado. Em seguida, aguarda-se o estabelecimento do regime permanente, fato que ocorre em aproximadamente 20 minutos. Por fim, são realizadas as medidas de temperatura e pressão na entrada e saída do pré-aquecedor. Este procedimento é repetido com várias combinações de vazões e potências elétricas para permitir a realização de balanços de energia no pré-aquecedor.

Por outro lado, ensaios com escoamento monofásico são realizados sem acionamento das resistências elétricas do pré-aquecedor e da seção de testes. Nesses ensaios, o objetivo é determinar as perdas de pressão na seção de teste em função da velocidade mássica.

Uma vez que as análises dos resultados obtidos para o escoamento monofásico de líquido mostraram-se consistentes, os ensaios em escoamento bifásico serão conduzidos.

3.2.3. Testes com escoamento bifásico

O procedimento experimental para a obtenção de dados de perda de pressão em escoamento bifásico é descrito a seguir:

- O circuito principal é carregado com quantidade de fluido suficiente para existir como líquido em toda a tubulação.
- Os testes se iniciam com o acionamento do circuito auxiliar de refrigeração, aguardando a temperatura da água do condensador do circuito principal atingir o valor predeterminado.
- Aciona-se a micro-bomba e ajusta-se a vazão do fluido por meio da interface de controle no computador.
- A potência elétrica na seção de teste é aplicada para obter o valor do fluxo de calor. O fluido ainda está em fase líquida e a pressão estável governada pela temperatura da água do condensador do circuito principal.

- Ajusta-se apenas o valor da potência elétrica aplicada no pré-aquecedor para gerar um título na entrada da seção de testes. De forma quase simultânea, abre-se temporariamente a válvula que conecta o circuito principal com o acumulador, pois uma massa de fluido deve ser retirada do circuito principal, para evitar um aumento da pressão do fluido. Após a estabilização do sistema, as temperaturas, pressões, potências elétricas e vazão são coletadas.

Este último passo é repetido variando-se o título de vapor na entrada da seção de testes de 0 até 1 (com variações de aproximadamente 0,15), mantendo vazão, pressão de saturação na entrada e fluxo de calor na seção de testes constantes. O padrão de procedimento descrito acima foi repetido para vários diâmetros, velocidades mássicas, pressões de saturação e fluxos de calor na seção de testes. A TABELA 3.1 apresenta a faixas de trabalho de cada um dos parâmetros, considerando a capacidade do banco de testes. O diâmetro corresponde aos diâmetros internos de tubulação de cobre convencional. As velocidades mássicas e as temperaturas de saturação foram limitadas pelas capacidades da bancada experimental. Claramente, as temperaturas de evaporação em sistemas convencionais de refrigeração são menores do que 5°C, porém existem novos sistemas como, o tubo de calor com bombeamento mecânico, que trabalham em uma única temperatura de saturação entre 20°C e 40°C para resfriamento de supercomputadores (Riofrío *et al.*, 2016).

TABELA 3.1 Condições experimentais dos testes em escoamento bifásico.

D (mm)	G (kg/m ² s)	q (kW/m ²)	T_{sat} (°C)	x (-)
3,2	200	0	20	0-1
4,8		7		
6,4	300	7	30	
8,0	400	14		

Fonte: autor.

3.3. Tratamento de dados experimentais

Os resultados das medidas experimentais foram tratados visando dar sequência ao estudo do escoamento bifásico e a obtenção de parâmetros que facilitam a análise do comportamento da perda de pressão nesse tipo de escoamento. O tratamento de dados foi feito no software Matlab[®] e as propriedades do fluido foram obtidas do software EES[®]. A média dos dados coletados durante um minuto de cada variável foi feita.

3.3.1. Vazão e velocidade mássica

A vazão mássica (\dot{m}) foi calculada em função da vazão volumétrica (\dot{V}) e da massa específica de líquido (ρ_l) na entrada da micro-bomba, EQ. (3.1).

$$\dot{m} = \dot{V} \rho_l \quad (3.1)$$

A velocidade mássica foi definida pela razão entre a vazão mássica fornecida pelo medidor tipo turbina e a área interna da seção transversal do canal de passagem do fluido. Ao escrever essa área em função do diâmetro do tubo (D), obtém-se a EQ. (3.2) para calcular a velocidade mássica.

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi D^2} \quad (3.2)$$

3.3.2. Perdas de calor nos dispositivos de aquecimento

As perdas de calor no pré-aquecedor e na seção de testes foram avaliadas comparando-se a potência elétrica fornecida a cada componente com a taxa de calor absorvido pelo fluido em condição de escoamento monofásico. Assim, a eficiência de transferência de calor (η) pelo fluido em cada componente foi determinada pela, EQ. (3.3).

$$\eta = \frac{\dot{m}(i_{saída} - i_{entrada})}{W_{elet}} \quad (3.3)$$

i é a entalpia específica. A diferença de entalpia entre a saída e a entrada de cada componente, foi calculada a partir das medições da temperatura e da pressão, enquanto a potência elétrica (W_{elet}) foi calculada pelo produto de voltagem e corrente efetiva.

3.3.3. Fluxo de calor

O fluxo de calor q da seção de testes foi calculado por meio da razão entre a taxa de calor aplicado na seção de testes, e a área da superfície interna do tubo. Considerando as perdas de calor presentes na seção, pode-se expressar a taxa de calor como o produto da potência elétrica, $W_{elet,s}$, e a eficiência, η_s . Por outro lado, a área é função do comprimento da seção L , e o diâmetro interno do tubo D . Por fim, o fluxo de calor é dado pela EQ. (3.4).

$$q = \frac{P_s \eta_s}{\pi D L} \quad (3.4)$$

Nestes cálculos, assume-se a superfície do canal com espessura uniforme ao longo do seu perímetro e comprimento, e composição homogênea. Desta forma, tem-se a hipótese de fluxo de calor uniforme.

3.3.4. Título na saída do pré-aquecedor

O título na saída do pré-aquecedor foi considerado igual ao título na entrada da seção de testes. Esse título, para uma substância pura, é calculado por meio da EQ. (3.5), que é o resultante do balanço de energia no pré-aquecedor.

$$x_{entrada_s} = \frac{1}{i_{lv}} \left(\frac{W_{elet,p}\eta_p}{\dot{m}} + i_{entrada_p} - i_l \right) \quad (3.5)$$

Nesta expressão, o produto de $W_{elet,p}$ (potência elétrica do pré-aquecedor) e η_p (eficiência) representa o calor absorvido pelo fluido no pré-aquecedor, $i_{entrada_p}$ é a entalpia na entrada do pré-aquecedor, i_l é a entalpia do líquido saturado na pressão de saída do pré-aquecedor e i_{lv} é a entalpia de vaporização do fluido, também avaliada à pressão de saída do pré-aquecedor.

3.3.5. Título médio da seção de teste

Para achar o título médio na seção de testes, primeiro, foi preciso calcular o título de saída da seção de testes. Isso pode ser feito por meio de um balanço de energia nessa seção, conforme indicado na EQ. (3.6).

$$x_{saida_s} = \frac{W_{elet,s}\eta_s}{i_{lv}\dot{m}} + x_{entrada_s} \quad (3.6)$$

O título médio, então, pode ser calculado pela EQ. (3.7).

$$x = \frac{x_{saida_s} + x_{entrada_s}}{2} \quad (3.7)$$

3.3.6. Perda de pressão em escoamento bifásico

Na seção de teste o sensor diferencial de pressão registra a diferença de pressão Δp , entre dois pontos separados pelo comprimento da seção de testes L , assim o gradiente de perda de pressão experimental é dado pela EQ. (3.8).

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{exp} = \frac{\Delta p}{L} \quad (3.8)$$

3.4. Avaliação das correlações

A precisão das 19 correlações selecionadas e mostradas na seção 2.5.2 para calcular a perda de pressão foi avaliada por meio do erro relativo percentual (MRD) e do erro relativo percentual absoluto (MARD), definidos pelas EQ. (3.9) e EQ. (3.10)

$$MRD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{y^{(i)}_{pred} - y^{(i)}_{exp}}{y^{(i)}_{exp}} \quad (3.9)$$

$$MARD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y^{(i)}_{pred} - y^{(i)}_{exp}}{y^{(i)}_{exp}} \right| \quad (3.10)$$

Nessas expressões, n é o número de dados, e os subscritos *pred* e *exp* são os valores calculados e experimentais, respectivamente.

As correlações também são avaliadas por meio da função de distribuição acumulada, que na teoria da probabilidade, descreve completamente a distribuição da probabilidade com que a variável aleatória “quantidade de dados” assume um valor inferior ou igual a determinado “erro absoluto”. Para o caso deste trabalho se traduz em calcular a porcentagem de pontos experimentais que possuem um determinado erro relativo absoluto ou inferior a este.

3.5. Análise de incertezas

Nesta seção, aborda-se o procedimento para realizar uma estimativa das incertezas dos parâmetros medidos e da sua propagação nos parâmetros calculados.

3.5.1. Variáveis medidas

Para determinar os erros experimentais dos parâmetros medidos (TABELA 3.2) foram utilizados os erros dos instrumentos de medição segundo especificações técnicas e manuais fornecidos pelo fabricante.

TABELA 3.2 Incertezas expandidas dos parâmetros medidos.

Nome	Instrumento	Incerteza
Temperatura	Termopar tipo T	$\pm 0,15$ °C
Pressão manométrica	Transmissor NP430 Faixa de medição: 0-20bar	$\pm 1\%$ *

Pressão diferencial	Transmissor NCS-PT105 Faixa de medição: 0,374-37,4 kPa	$\pm 0,075\%*$
Comprimento	Trena	$\pm 1\text{ mm}$
Vazão	Sensor DPM-1130 Faixa de medição: 0,05-1 L/min.	$\pm 3\%*$
Diâmetro	Paquímetro Comum	$\pm 0,05\text{mm}$
Corrente	Sensor ACS712	1,5%
Tensão	Sensor ZMPT101B	0,5%

* porcentagem do fundo de escala
Fonte: autor.

3.5.2. Variáveis calculadas

Parâmetros y foram calculados como uma função de uma ou mais variáveis medidas diretamente, X_i , de modo que $y = f(X_1, X_2, \dots, X_i)$. Para esse caso, a incerteza é calculada segundo Taylor e Kuyatt (1994) que propuseram calcular a propagação das incertezas, U_y , com base nas incertezas experimentais, U_{X_i} , EQ. (3.11).

$$U_y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial y}{\partial X_i}\right)^2 U_{X_i}^2} \quad (3.11)$$

Na TABELA 3.3 apresentam-se as incertezas calculadas no programa ESS[®]. A variável como maior incerteza é a velocidade mássica, porém ainda está em uma faixa aceitável.

TABELA 3.3 Incertezas de parâmetros estimados.

NOME	INCERTEZA
Potência elétrica	$\pm 1,6\%*$
Fluxo de calor	$\pm 2,5\%*$
Velocidade mássica	$\pm 5\%*$
Título médio	$\pm 2\%*$
Gradiente de perda de pressão	$\pm 1\%*$

*porcentagem do valor lido
Fonte: autor.

3.6. Programação da rede neural artificial

A rede neural foi programada no software Matlab. O primeiro passo foi definir o número de entradas da rede, ou seja, o número de variáveis experimentais (título, velocidade mássica, fluxo de calor, temperatura de saturação e diâmetro) que influenciam a PPB. O segundo passo foi determinar o número de neurônios na camada oculta. Existe uma quantidade ótima de neurônios onde o erro MARD é mínimo, esta quantidade foi determinada treinando-se a rede desde 5 neurônios e aumentando-se sua quantidade até obter o erro mínimo. O algoritmo de retropropagação de erro foi utilizado para o treinamento da rede neural multicamada. A função de transferência dos neurônios ocultos foi a função sigmoideal.

Para mais detalhes sobre as redes neurais artificiais consultar o trabalho de Garcia *et al.* (2018). Os autores apresentam o uso deste método para a predição da perda de pressão para escoamento bifásico do fluido R407C.

3.7. Nova correlação baseada em multiplicadores bifásicos

O presente trabalho procurou desenvolver uma correlação para os pontos experimentais da PPB do R1234yf baseada no modelo de fases separadas, utilizando o modelo desenvolvido por Martinelli, que propõe correlacionar o multiplicador bifásico em termos do parâmetro de Martinelli, como ilustrado pelas EQ. (3.12) e EQ. (3.13).

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C_1}{\chi^{C_2}} + \frac{C_3}{\chi^{C_4}} \quad (3.12)$$

$$\Phi_v^2 = 1 + C_1\chi^{C_2} + C_3\chi^{C_4} \quad (3.13)$$

Os coeficientes C são iguais ou maiores que zero. Vale ressaltar que esse modelo deve ser aplicado, preferencialmente, onde o padrão de escoamento predominante é o anular. Na FIGURA 2.3, os mapas de padrões de escoamento mostram que isto ocorre na faixa de velocidades mássicas $G \geq 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Para a faixa de velocidades menores (não sendo o caso deste estudo), o parâmetro de Martinelli não correlaciona adequadamente os resultados, devendo-se incorporar outros parâmetros, como, por exemplo, o número de Froude.

Os pontos experimentais foram usados para fazer um gráfico dos multiplicadores bifásicos definidos pela EQ. (2.15) e EQ. (2.17) em função do parâmetro Martinelli. Os coeficientes das EQ. (3.12) e EQ. (3.13) foram ajustados pelo método dos algoritmos genéticos.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados experimentais para perda de pressão nos escoamentos monofásico (líquido) e bifásico (líquido-vapor) do refrigerante R1234yf levantados no presente estudo. Neste capítulo, também é apresentado um estudo comparativo dos resultados experimentais com correlações de previsão de perda de pressão discutidas no Capítulo 2.

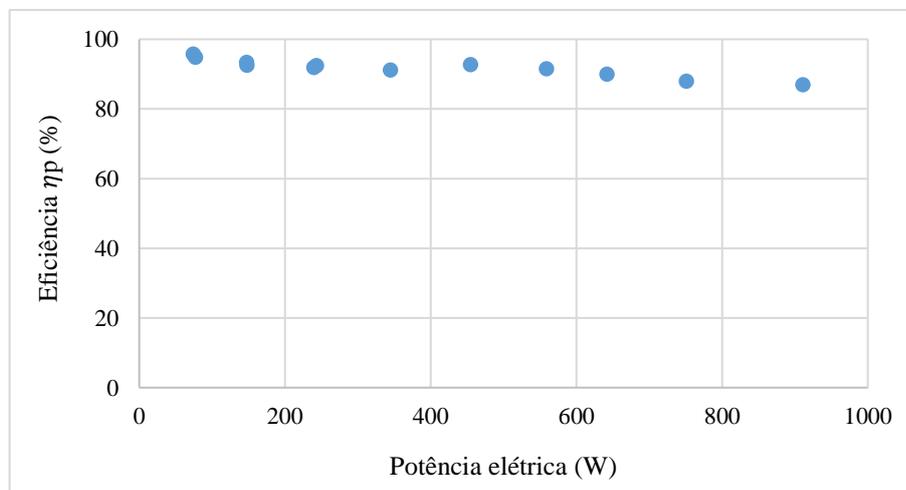
4.1. Escoamento monofásico

Os ensaios envolvendo o escoamento monofásico de refrigerante na fase líquida foram realizados antes dos ensaios com mudança de fase, pois, com esse procedimento, foi possível verificar a consistência da instrumentação da bancada experimental, determinar a eficiência de transferência de calor do pré-aquecedor e da seção de testes para o fluido e avaliar a perda de pressão no escoamento monofásico por meio de comparações entre os resultados experimentais e aqueles obtidos com a EQ. 2.8.

4.1.1. Balço no pré-aquecedor e na seção de testes

Dos testes monofásicos feitos com o fluido R134a, verificou-se a perda de calor no pré-aquecedor. Os resultados são apresentados em função da potência elétrica na FIGURA 4.1. A eficiência do pré-aquecedor não depende da vazão mássica e é constante com a variação da potência elétrica. Um valor médio para $\eta_p = 0,92$ pode ser considerado para os próximos cálculos.

FIGURA 4.1 Eficiência da transferência de calor no pré-aquecedor.

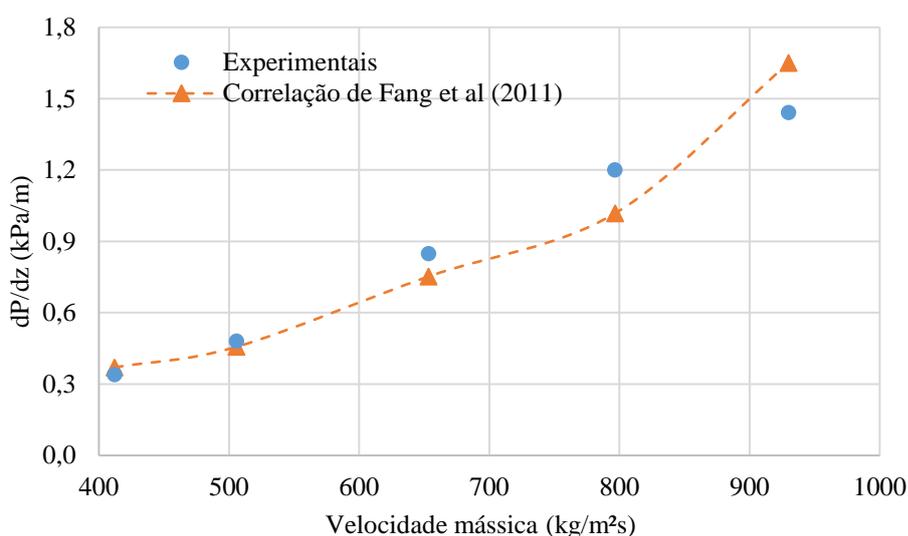


Para a seção de testes os resultados dos experimentos permitiram concluir que o isolamento foi adequado, e pode-se considerar-se uma eficiência $\eta_s = 0,97$ para toda a faixa de fluxo de calor.

4.1.2. Perda de pressão por atrito em fase líquida

Mediu-se a perda de pressão para o fluido R134a em escoamento líquido comprimido a temperatura de 10°C e adiabático para um tubo liso com diâmetro interno de 4,8 mm. A FIGURA 4.3 apresenta a variação da queda de pressão na seção de testes em função da velocidade mássica. A perda de pressão monofásica foi calculada com a EQ. 2.8. Os resultados encontram-se dentro da faixa de $\pm 10\%$ de erro e apresenta $MARD=10,9\%$ e $MRD=-1,7\%$.

FIGURA 4.2 Perda de pressão para líquido comprimido do R134a.



Assim, foi concluído que as medições de vazão mássica, tensão, corrente elétrica, pressão e temperatura, realizadas para a obtenção dos resultados mostrados nas FIGURAS 4.1 e 4.2, são consistentes, habilitando os ensaios para o regime bifásico líquido-vapor.

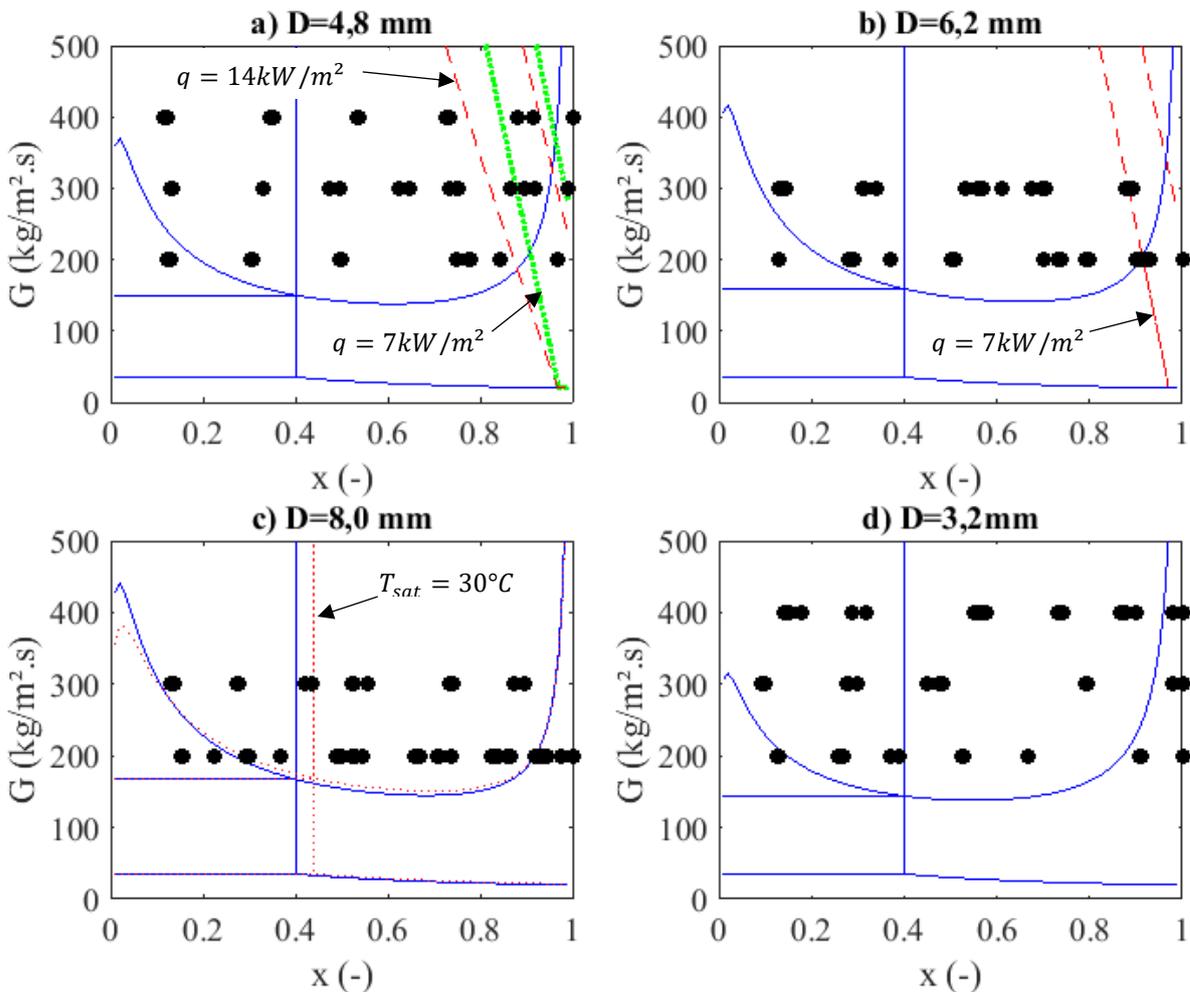
4.2. Escoamento bifásico

Esta seção apresenta os resultados experimentais obtidos para a perda de pressão para o escoamento bifásico (PPB) em ebulição convectiva do refrigerante R1234yf para uma faixa de título do vapor (0% a 100%), velocidade mássica do fluido (200 kg/m^2s , 300 kg/m^2s e 400 kg/m^2s), fluxo de calor (0 kW/m^2 , 7 kW/m^2 , 14 kW/m^2) e para duas temperaturas de evaporação (20°C e 30°C). Foram usadas seções de testes com quatro diâmetros internos: 3,2 mm, 4,8 mm, 6,4 mm 8,0 mm.

4.2.1. Mapa de padrões de escoamento bifásico

A FIGURA 4.3 apresenta os mapas dos padrões de escoamento para o fluido R1234yf para vários diâmetros de tubo. As condições experimentais da seção de testes estão sobrepostas aos mapas de escoamento proposto por Wojtan *et al.* (2005) e permitem algumas análises qualitativas (embora o mapa não tenha sido validado neste trabalho). O diâmetro interno do tubo é uma variável que exerce uma grande influência na transição entre os diferentes tipos de escoamento, por esta razão foi elaborado um mapa para cada diâmetro. Todos os mapas foram calculados para condições adiabáticas, porém nas FIGURAS 4.3a e 4.3b observa-se que as linhas destacadas que delimitam as regiões de secagem de parede e névoa aparecem em presença do fluxo de calor. Na FIGURA 4.3c está representado o efeito da temperatura de evaporação sobre a linha de transição entre os escoamentos anular e intermitente. Por último, torna-se importante destacar que a maioria dos pontos experimentais estão nas regiões de escoamento intermitente e anular.

FIGURA 4.3 Mapas dos padrões de escoamento do fluido R1234yf, $T_{sat} = 20^{\circ}C$.



4.2.2. Perda de pressão bifásica do R1234yf

Uma base de dados experimentais da PPB para o fluido R1234yf foi realizada. Foram um total de 212 pontos para condições adiabáticas e 36 em condições de fluxo de calor. Os testes experimentais foram realizados para estudar o efeito da velocidade mássica, do diâmetro, da temperatura de evaporação, do fluxo de calor e do título de vapor na PPB para o fluido R1234yf em ebulição convectiva. Também foram feitos testes com o fluido R134a para fins de comparação.

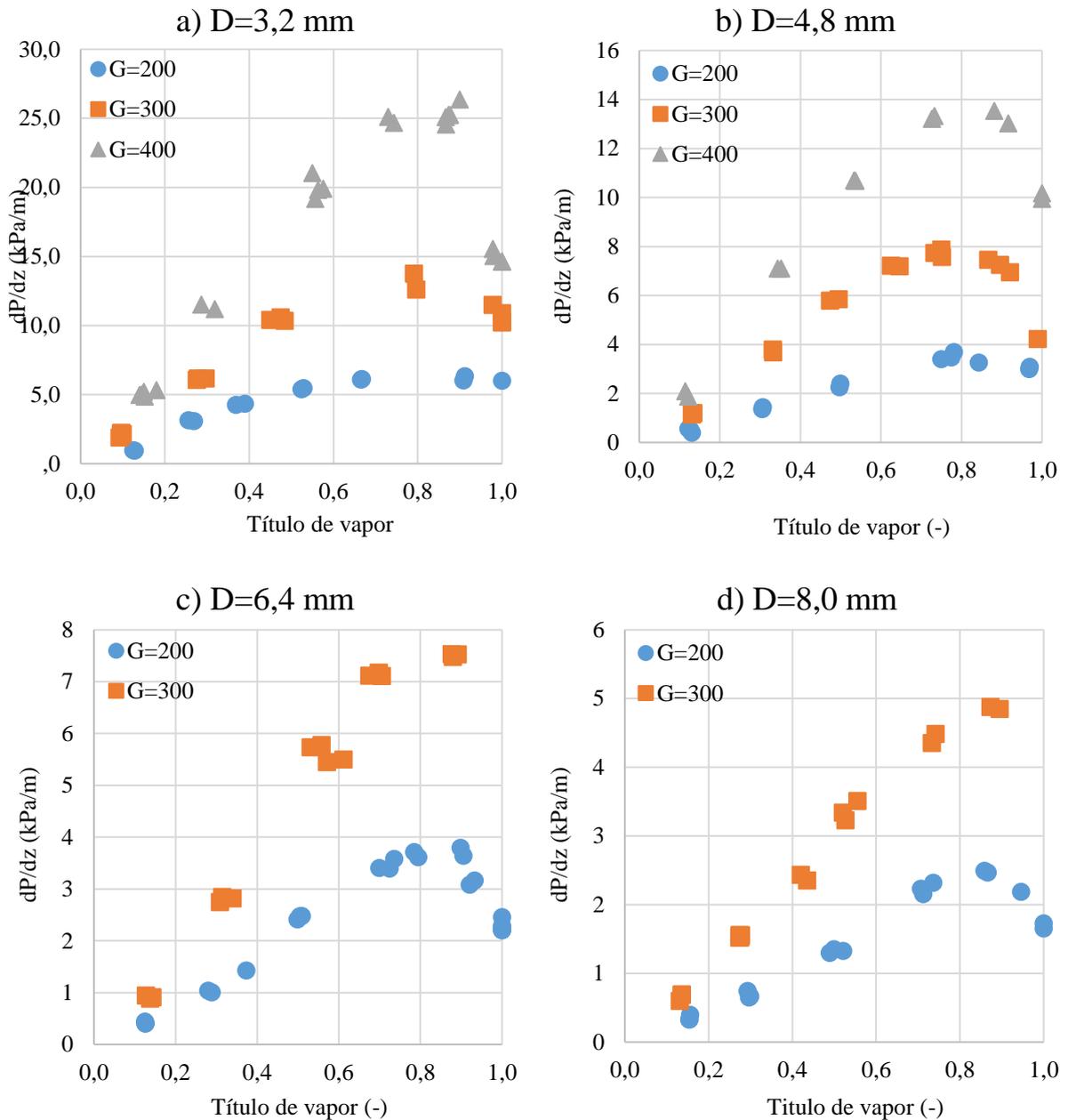
4.2.2.1. Efeito da velocidade mássica

A FIGURA 4.4 apresenta os efeitos da variação da velocidade mássica na PPB, na temperatura de saturação de 20°C e condição adiabática. Em todos os diâmetros observa-se que maiores velocidades provocam maiores perdas. Um aumento na velocidade mássica promove um aumento entre o deslizamento das velocidades de líquido e vapor, aumentando o atrito interfacial e resultando em uma perda de pressão maior para um mesmo título de vapor. Importante destacar que o aumento da inclinação (aproximada) das curvas de perda de pressão ($x < 0,8$) é proporcional o aumento da velocidade mássica. Para títulos de vapor aproximadamente a 0,8, conhecido como título crítico, ocorre um ponto máximo de perda de pressão, este fenômeno torna-se mais evidente e destacado com o aumento da velocidade mássica. Isto significa que o caminho que deve percorrer a curva de perda pressão desde o título crítico até a título igual a 1 e muito maior mais inclinado para velocidades mássicas maiores. A perda de pressão em escoamento bifásico aumenta muito mais com a velocidade no ponto do título crítico, comparado com o incremento que sofre a perda de pressão em fase de vapor.

4.2.2.2. Efeito do diâmetro do tubo

Os tubos na área de refrigeração podem ser classificados pelos seus diâmetros, como macrocanais e minicanais. Embora os sistemas com microcanais e minicanais tenham aumentado nos últimos anos, principalmente para aplicações em sistemas eletrônicos ou sistemas móveis, os macrocanais continuam sendo os mais utilizados na indústria da refrigeração industrial e o ar condicionado.

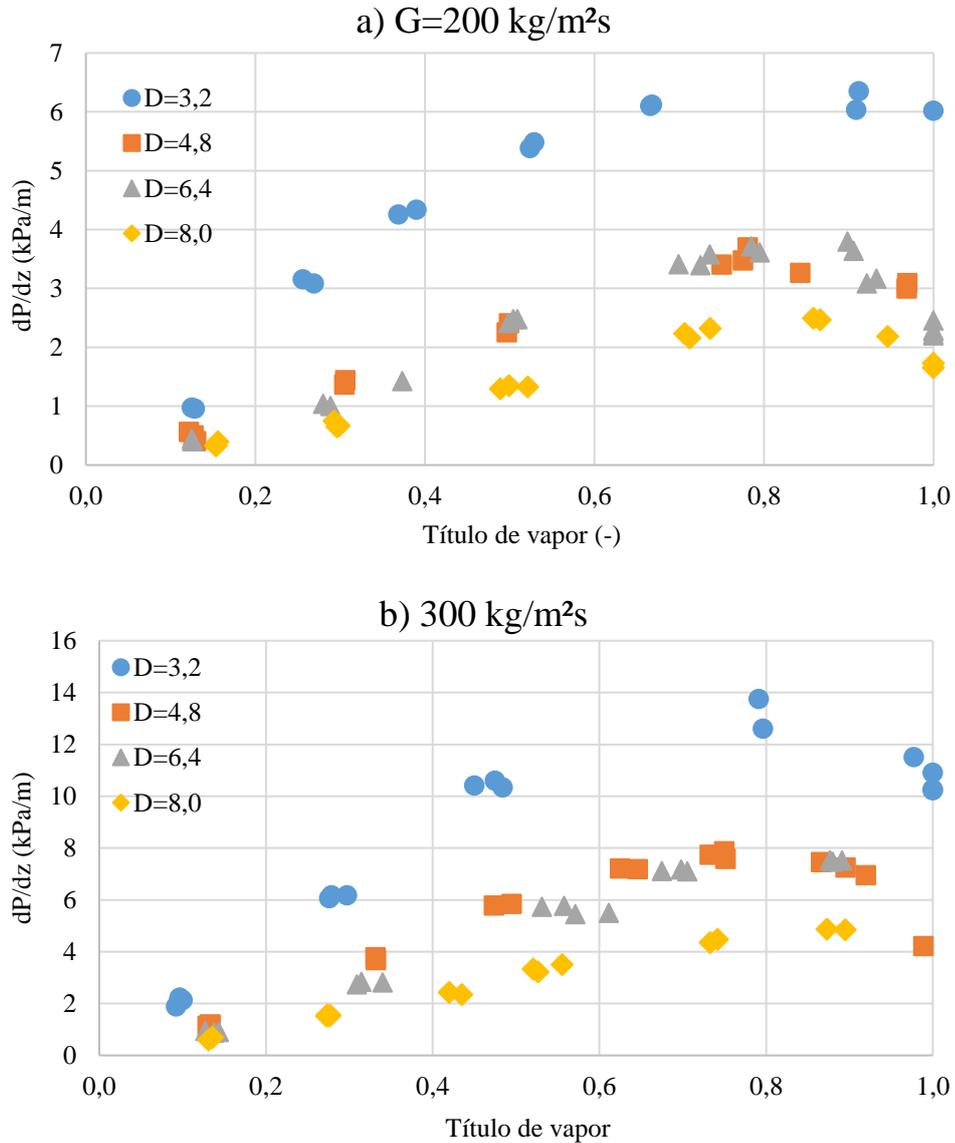
FIGURA 4.4 Efeito da velocidade mássica G (kg/m²s) na PPB do R1234yf, $T_{sat} = 20^\circ\text{C}$.



A FIGURA 4.5 apresenta o efeito na PPB para o fluido R1234yf sem fluxo de calor na seção de teste e com temperatura de saturação de 20°C para diâmetros maiores do que 3 mm. Segundo a teoria (EQ. 2.8), diâmetros maiores têm menores perda de pressão. Importante destacar que quando o diâmetro diminui de 6,4 mm para 4,8 mm a perda de pressão permanece quase a mesma, mas quando o diâmetro diminui para 3,2 mm ocorre um drástico aumento na perda de pressão. Isto pode ser explicado pela transição de macrocanais para minicanais. Li e Wu (2010) define esta transição como o ponto de escala onde o comportamento do escoamento começa a desviar-se das predições convencionais, pois, com a redução do diâmetro efeitos viscosos e microgravitacionais são mais representativos. Este diâmetro crítico pode variar em

função do fluido, por exemplo, para água estima-se aproximadamente em 5 mm e para o dióxido de carbono em 1 mm. Em conclusão, o observado na FIGURA 4.5 pode ser um indicio desta transição para o fluido R1234yf, mas deveria ser estudado com maior profundidade.

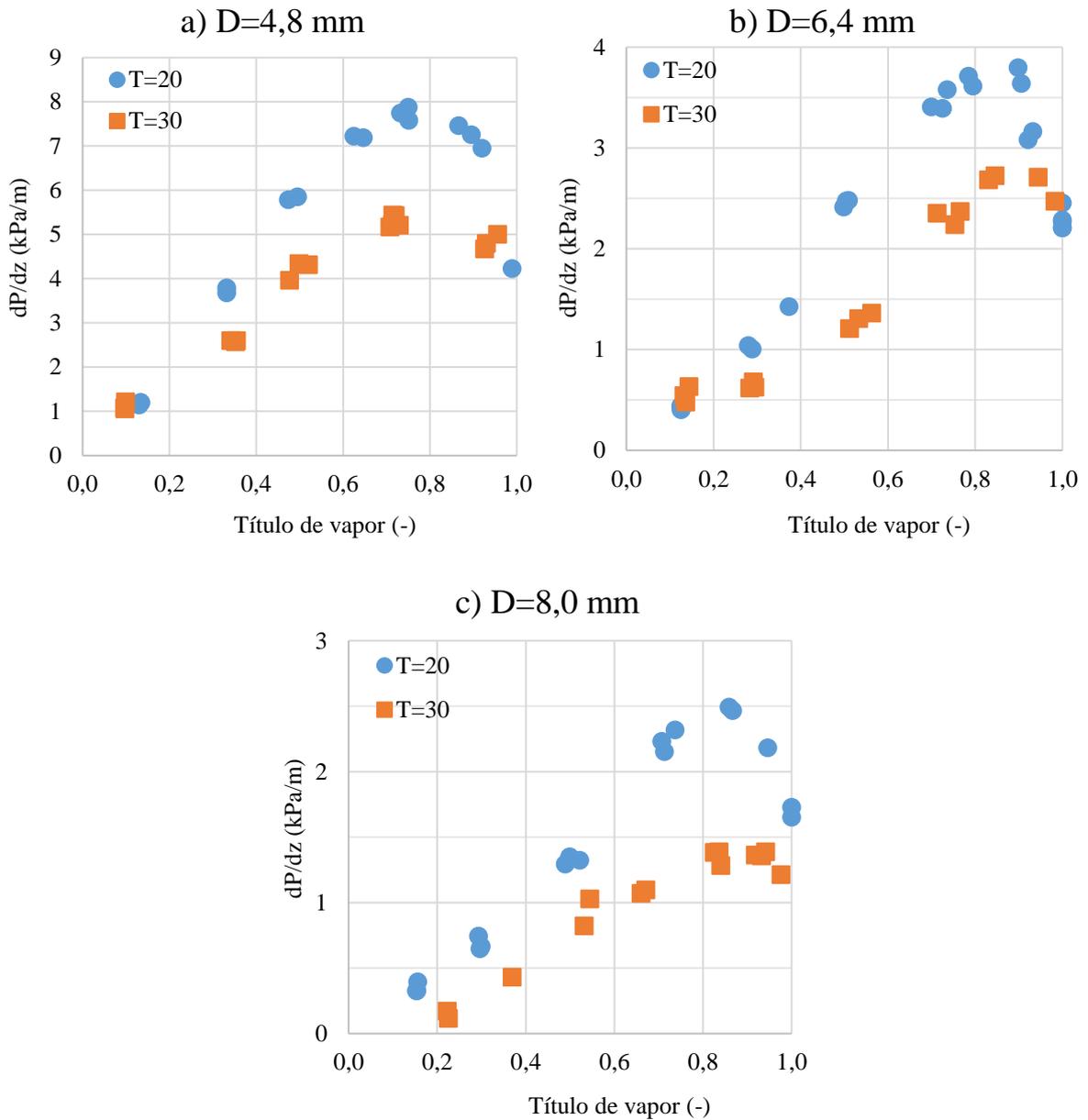
FIGURA 4.5 Efeito do diâmetro do tubo D (mm) na PPB do R1234yf, $T_{sat} = 20^{\circ}C$.



4.2.2.3. Efeito da temperatura de saturação

A FIGURA 4.6 mostra o efeito da variação de temperatura de evaporação na PPB para o fluido R1234yf em condições adiabáticas e de velocidade mássica constante para vários diâmetros de tubo. O aumento de temperatura de evaporação resulta em uma diminuição da perda de pressão, principalmente para $x > 0,4$. Isto pode ser relacionado com a diminuição das razões ρ_l/ρ_v e μ_l/μ_v , em 27% e 15%, respetivamente.

FIGURA 4.6 Efeito da temperatura de evaporação T_{sat} (°C) na PPB do R1234yf, $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

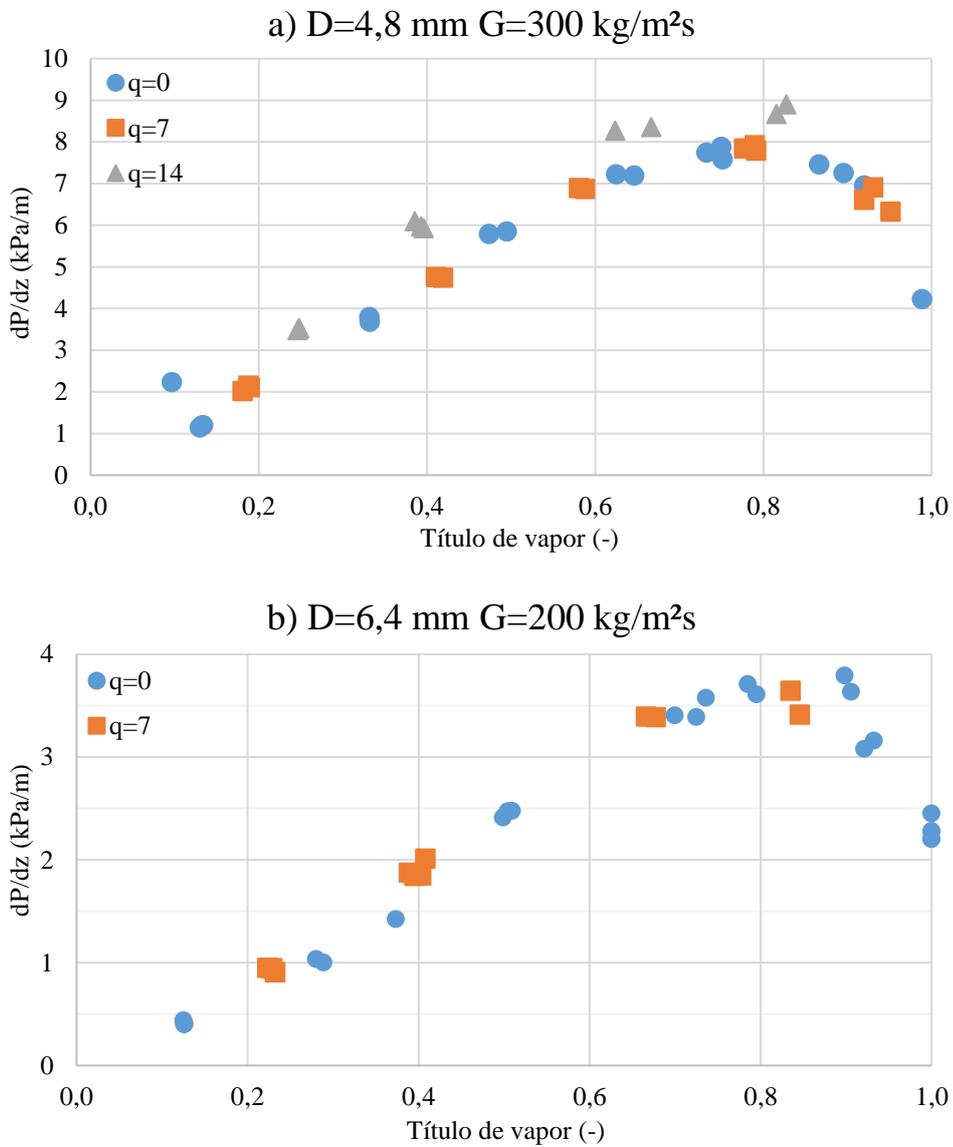


4.2.2.4. Efeito do fluxo de calor

A FIGURA 4.7 apresenta a medição de perda de pressão quando a seção de testes recebe um fluxo de calor. Observa-se que o fluxo de calor não influencia na PPB, o que realmente acontece é uma leve variação devido à diferença de título de entrada e saída.

Para estudar o efeito do fluxo de calor na PPB é necessário definir o conceito de gradiente de pressão, isto significa a variação de pressão por comprimento de tubo. Em condições de escoamento adiabático, com título constante na seção de teste, o gradiente de perda pressão é constante ao longo do tubo, portanto, a perda de carga medida pelas tomadas do sensor da seção de testes é uma medição representativa deste gradiente.

FIGURA 4.7 Efeito do fluxo de calor q (kW/m²) na PPB do R1234yf, $T_{sat} = 20^{\circ}\text{C}$.



No entanto, quando existe um fluxo de calor na seção de teste, o título aumenta com a posição. Assim, a seção de teste com comprimento total L é dividida em volumes de controle de comprimento L_i , e a PPB é calculada pela EQ. (4.1) e referenciada para ponto de título médio.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{pred} = \frac{1}{L} \sum_i \left[\left(\frac{dp}{dz}\right)_i L_i \right] \quad (4.1)$$

Dessa forma, a existência de fluxo de calor afeta a média da perda de pressão para o título médio, mas não afeta o comportamento da perda de pressão em função do título, sempre que a diferença de títulos entre a entrada e saída não seja muito grande. Por exemplo, na

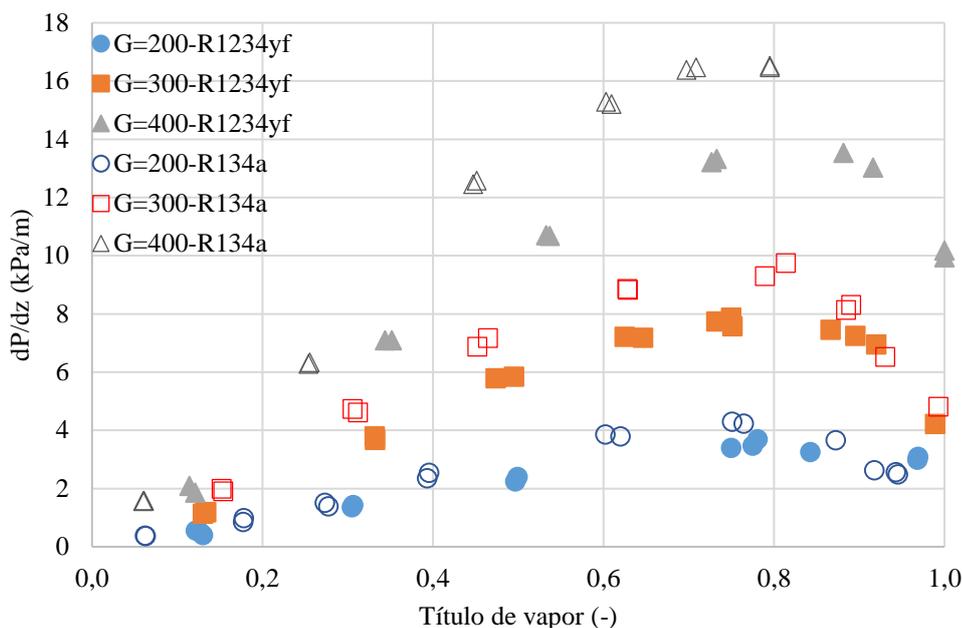
FIGURA 4.7 observa-se isto, as condições de vazão mássica e fluxo de calor testadas resultaram em variações de título menores do que 0,2.

4.2.2.5. Efeito do título de vapor

As FIGURAS 4.3 até 4.7 ilustram o efeito do título de vapor na perda de pressão para diferentes condições de escoamento. Observa-se que a perda de pressão aumenta linearmente com o título até valores próximos do $x \cong 0,8$. Para títulos maiores, a perda de pressão diminuiu com o título. Este comportamento é indicado por Greco e Vanoli (2006) e Garcia *et al.* (2017) para o fluido R407C e por Padilla *et al.* (2011) para o R1234yf. Conforme a FIGURA 4.2 dos mapas de escoamento, para baixos títulos (inferior a 40%), o regime de escoamento é, em geral, intermitente e as quedas de pressão são influenciadas principalmente pelo atrito do líquido com a parede do tubo. Para títulos maiores, o escoamento tende a tornar-se anular e o líquido envolve completamente a parede do tubo, enquanto a fase de vapor escoava a maior velocidade pelo centro. Assim, além da perda de energia por atrito líquido e parede também acontece perda de energia por atrito entre as fases líquido e vapor, fato que aumenta ainda mais a perda de pressão. Para títulos maiores que 0,8, a camada de líquido na parte superior começa a diminuir, e isso reduz o atrito, gerando, conseqüentemente, uma diminuição na queda de pressão até o valor correspondente ao escoamento monofásico de vapor.

4.2.3. Comparação da PPB entre o R1234yf e o R134a

A FIGURA 4.8 apresenta uma comparação entre a PPB para os fluidos R134a e R1234yf em condições adiabáticas para uma temperatura de evaporação constante de 20°C e um tubo de 4,8 mm de diâmetro interno. O fluido R1234yf apresenta uma menor perda pressão ao longo de toda a faixa de título, isto pode ser explicado, segundo Del Col *et al.* (2010) a uma menor pressão reduzida e viscosidade de líquido. Na FIGURA 4.8 também pode ser observado que a diferença é maior com o aumento da velocidade de mássica. Para uma vazão de 400 kg/m²s e título de 0,75 a PPB do R1234yf é 20% menor do que para o R134a.

FIGURA 4.8 PPB do R1234yf e do R134a, $T_{sat} = 20^{\circ}\text{C}$, $D = 4,8\text{ mm}$.

4.2.4. Comparação com métodos de previsão do PPB da literatura

Baseado na base de dados de 212 pontos experimentais em condições adiabáticas para o fluido R1234yf, foram calculados os erros relativos percentuais (MRD) e os erros relativos percentual absolutos (MARD) para as 19 correlações da PPB apresentadas no Capítulo 2.

A TABELA 4.1 apresenta os parâmetros estatísticos MARD e MRD. Em negrito, encontram-se as quatro melhores correlações. Observa-se que a correlação de Xu e Fang (2012) foi a melhor, apresentando MARD igual a 20,4% e MRD igual a 4%. Seguidamente aparecem as correlações de Müller-Steinhagen e Heck (1986), Chawla (1967) e Wang *et al.* (1997) com erros MARD entre 22,0% e 25,5%. Um segundo grupo com MARD menor do que 30,5% são Cicchitti *et al.* (1960), Friedel (1979), Grønnerud (1979), Sun e Mishima (2009) e Quibem e Thome (2007). No grupo das correlações com as piores estimativas estão Chisholm (1967), Chislom (1973) e Tran *et al.* (2002) com MARD maior do que 68,0% e MRD maior do que -55,5%, o que indica que os valores estimados são muito altos quando comparados com a base de dados experimental.

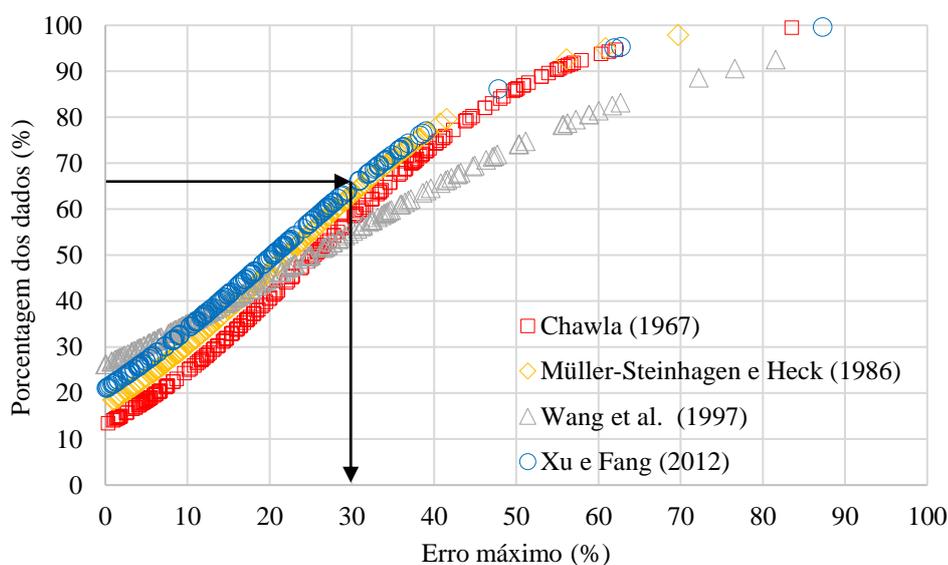
Os métodos baseados no modelo homogêneo apresentam em geral uma boa resposta, assim como o método baseado em modelo de Quiben e Thome (2007). Para os métodos relacionados com os multiplicadores bifásicos, as abordagens são muito variadas e consequentemente os resultados.

TABELA 4.1 Resultados estatísticos das correlações de PPB.

MÉTODO	MARD	MRD	MÉTODO	MARD	MRD
Xu e Fang (2012)	20,4	4,0	McAdams <i>et al.</i> (1942)	40,8	37,8
Müller-Steinhagen e Heck (1986)	22,1	9,7	Dukler <i>et al.</i> (1964)	43,7	41,2
Wang <i>et al.</i> (1997)	25,0	-16,4	Jung e Radermacher (1989)	48,5	-39,1
Chawla (1967)	25,4	-10,3	Yu <i>et al.</i> (2002)	49,4	46,8
Friedel (1979)	27,8	-6,7	Li e Hibiki (2017)	54,0	-52,3
QuiBen e Thome (2007)	28,9	-18,5	Mishima e Hibiki (1996)	57,7	-45,2
Grønnerud (1979)	29,3	-19,9	Chisholm (1967)	68,4	-55,6
Cicchitti <i>et al.</i> (1960)	30,1	22,1	Tran <i>et al.</i> (2000)	68,7	-65,9
Sun e Mishima (2009)	30,3	22,4	Chisholm (1973)	72,9	-61,6
Awad e Muzychka (2010)	37,1	32,4			

A análise apresentada na FIGURA 4.9 sobre a distribuição da porcentagem do erro absoluto permitiu entender melhor o desempenho das quatro melhores correlações. De modo geral as correlações de Xu e Fang (2012), Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Chawla (1967) possuem a mesma curva de probabilidade, 65% dos dados são estimados com um erro máximo de $\pm 30\%$. Wang *et al.* (1997) estima 55% dos dados, dentro de essa faixa de erro.

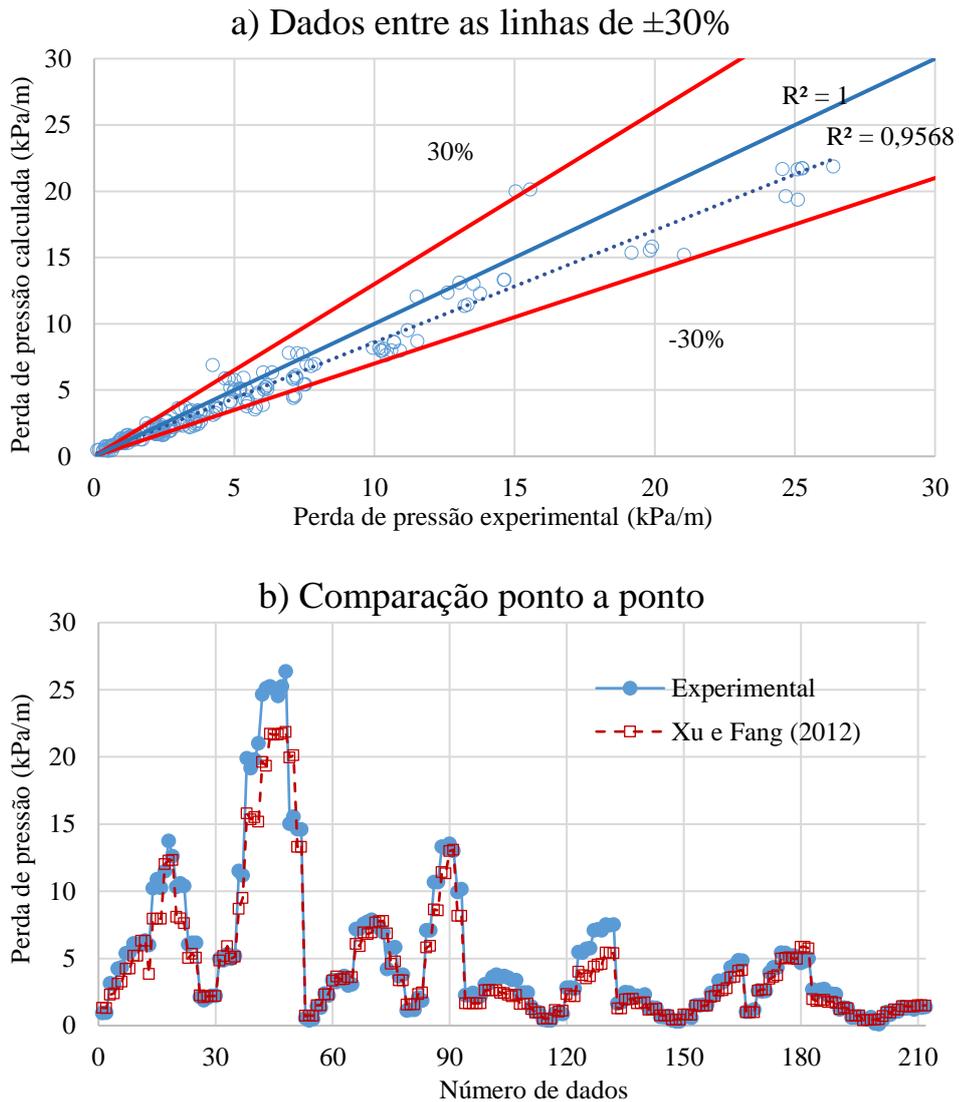
FIGURA 4.9 Distribuição dos dados no erro relativo máximo nas correlações.



A FIGURA 4.10 apresenta a comparação direta entre os valores experimentais e os calculados pela correlação de Xu e Fang (2012). Pode-se concluir que esta correlação fornece

uma estimativa menor que a PPB experimental na maior parte dos casos e o coeficiente de correlação é igual a $R^2=0,95$. O bom desempenho deve-se ao que fato que foi desenvolvida para macro e minicanais, e grande parte da base de dados corresponderam ao refrigerante R134a. Na FIGURA 4.10 pode ser observado que os dados que tiveram a pior estimativa estão na condição de $D = 3,2mm$, $G = 400kg/m^2s$ e $T_{sat} = 20^\circ C$.

FIGURA 4.10 PPB experimental e calculada pela correlação de Xu e Fang (2012).



4.2.5. Redes neurais artificiais para a previsão do PPB

Uma rede neural artificial do tipo perceptron multicamada foi desenvolvida no software Matlab. A camada de entrada possui 4 entradas, pressão de saturação, velocidade mássica, diâmetro do tubo e título vapor. A camada oculta intermediária possui 20 neurônios.

A última camada de saída é a PPB. Os valores dos pesos da rede neural são apresentados no Apêndice B.

Uma vez treinada, a rede neural pode ser usada para estimar a PPB experimental. Quando os resultados experimentais foram comparados, obteve-se um MARD= 5,8% e MRD=0,2%. Estes são erros muito menores aos calculados pelas correlações convencionais. A FIGURA 4.11 apresenta um coeficiente de correlação entre as estimativas da rede neural multicamada e os valor experimentais de $R^2=0,9958$. Finalmente, a FIGURA 4.12 mostra que a rede neural é muito superior à correlação de Xu e Fang (2012), estimando o 99% dos dados na faixa de erro de $\pm 20\%$.

FIGURA 4.11 PPB experimental e calculada pela rede neural artificial.

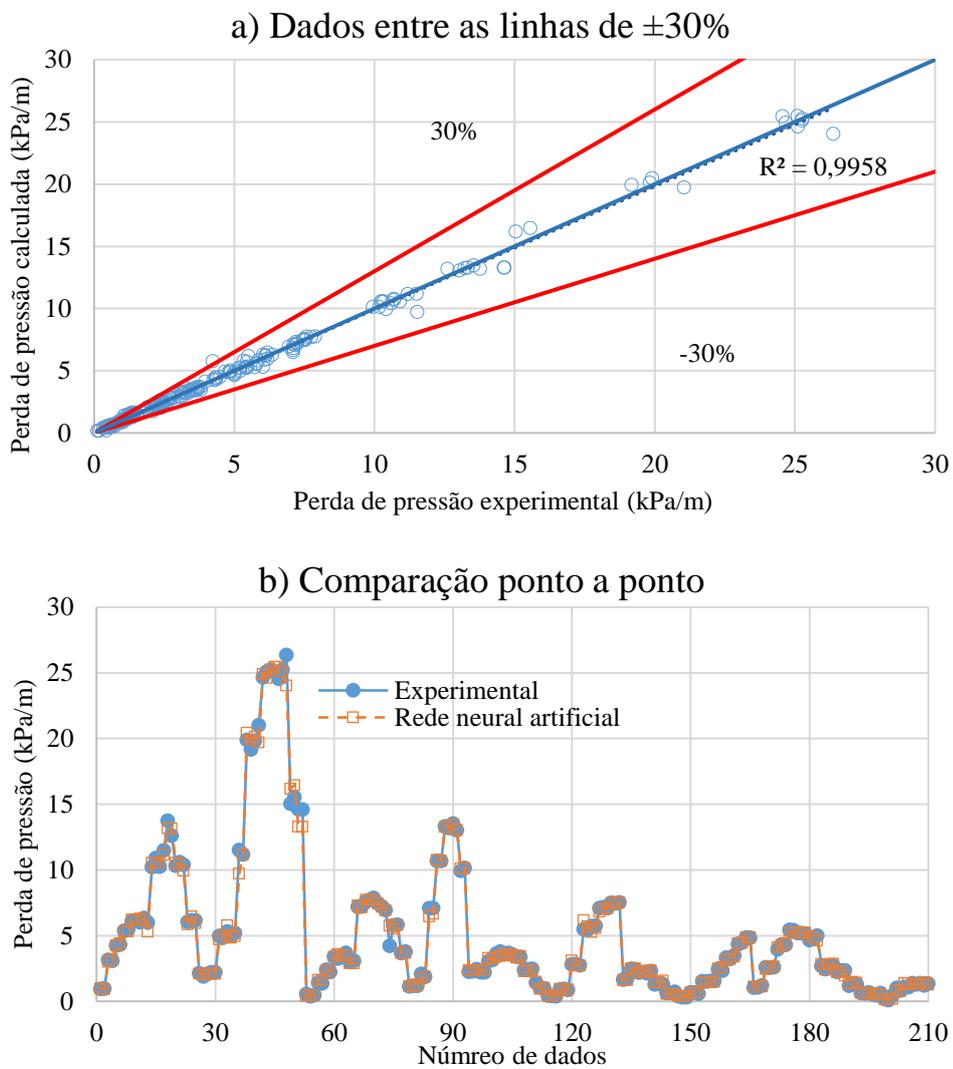
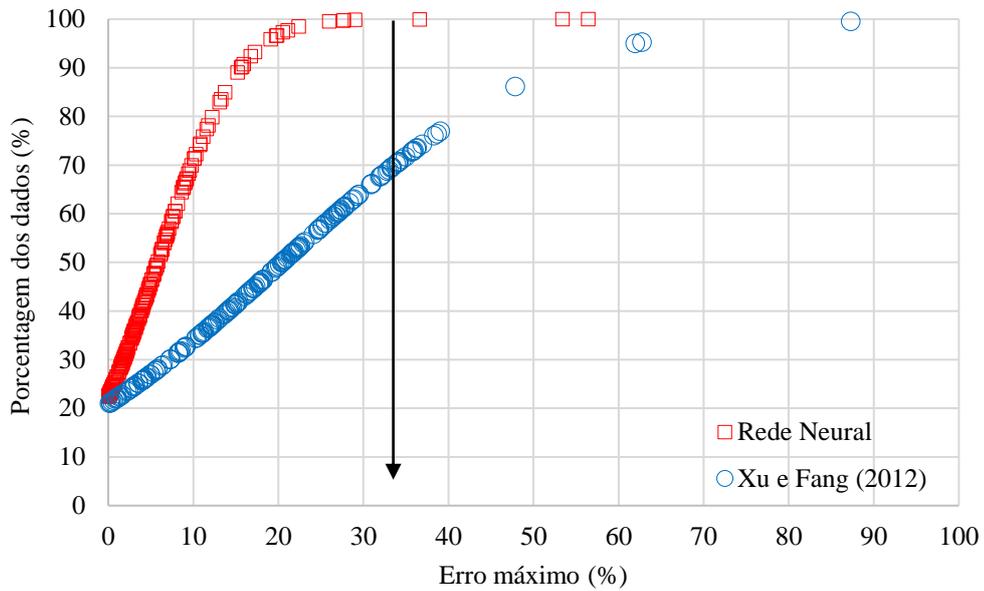


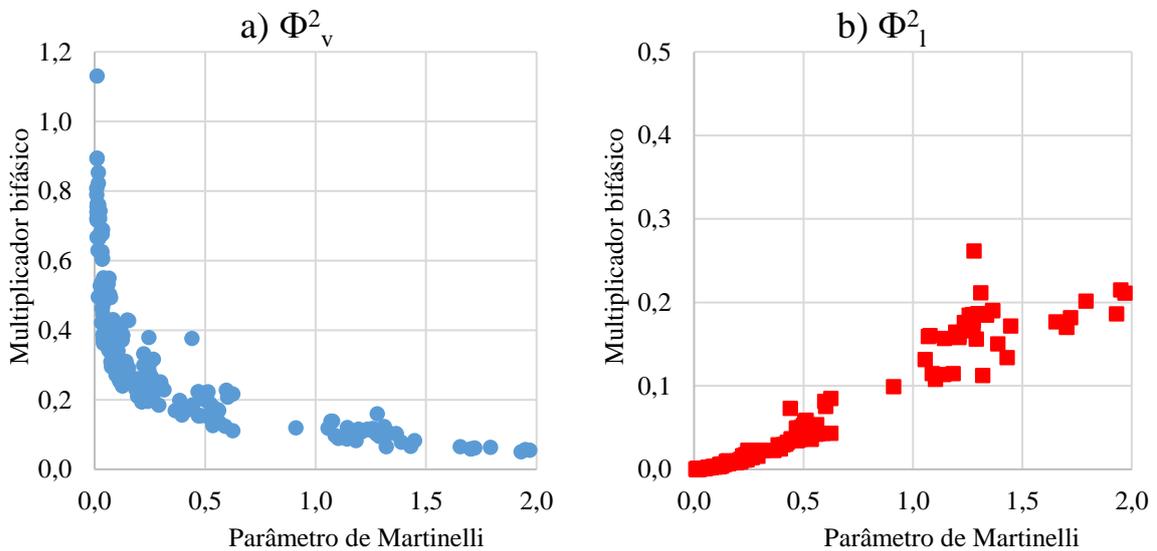
FIGURA 4.12 Distribuição dos dados no erro relativo máximo na rede neural artificial.



4.2.6. Nova correlação para a PPB do R1234yf

A Figura 4.13 ilustra os resultados experimentais para o multiplicador bifásico de líquido e vapor em função do parâmetro de Martinelli definidos pelas EQ. (2.15) e EQ. (2.17).

FIGURA 4.13 Multiplicador bifásico experimental em função do parâmetro de Martinelli.



Ajustando os dados experimentais obtidos na FIGURA 4.13 com as EQ. (3.13) e EQ. (3.13) pelo método de algoritmos genéticos. São propostas as correlações apresentadas nas EQ. (4.2) e EQ. (4.3).

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{2,808}{\chi^{1,729}} + \frac{4,181}{\chi^{1,507}} \tag{4.2}$$

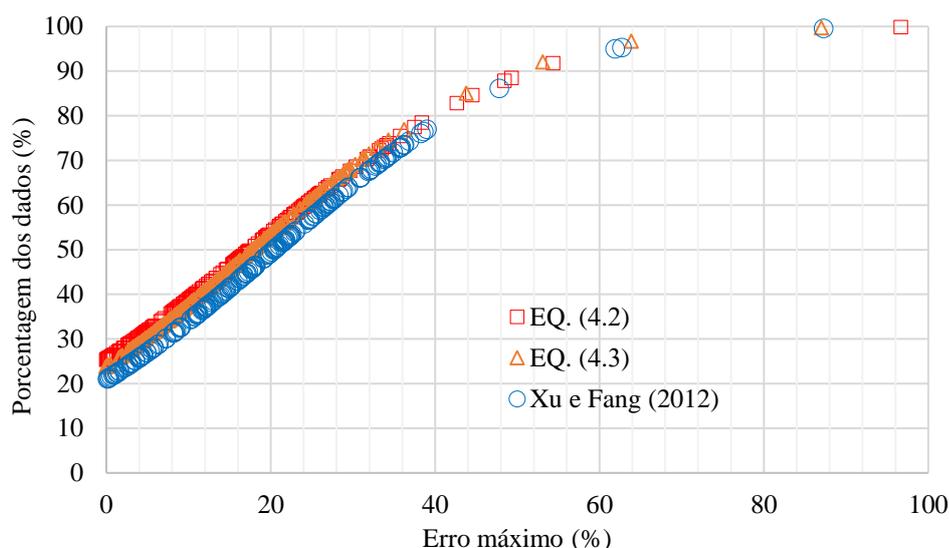
$$\Phi_v^2 = 1 + 6,501\chi^{0,602} + 0,341\chi^{4,579} \tag{4.3}$$

As correlações ajustadas foram comparadas com os dados experimentais de PPB obtidos para o R1234yf neste trabalho. Os principais parâmetros estatísticos aparecem na TABELA 4.2. As duas correlações apresentam um melhor desempenho em comparação com a correlação de Xu e Fang (2012). Na FIGURA 4.14 observa-se que a correlação da EQ. (4.2) tem o melhor desempenho, com 70% dos dados na faixa de $\pm 30\%$.

TABELA 4.2 Resultados estatísticos das correlações de PPB desenvolvidas.

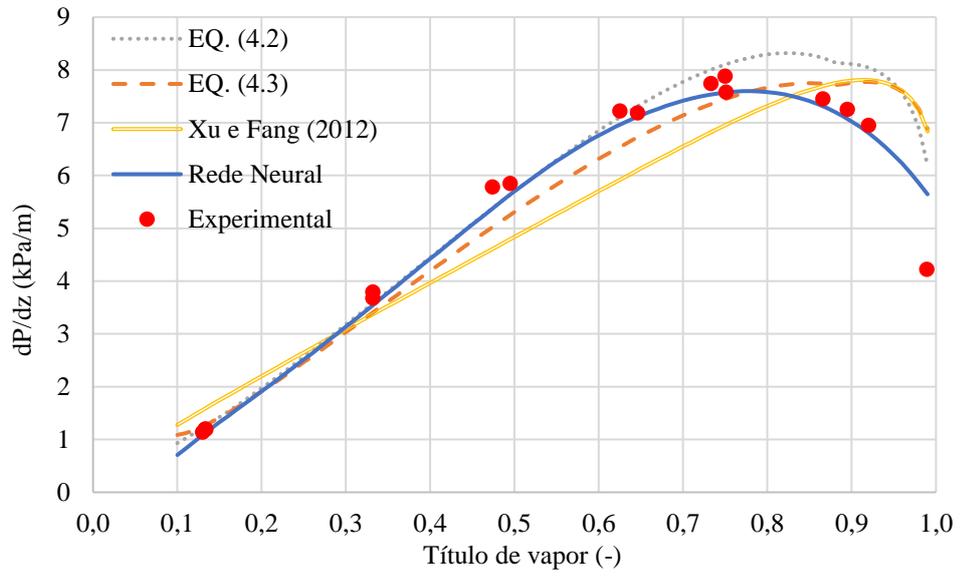
MÉTODO	MARD	MRD	R ²
EQ. (4.2)	17,8	-1,6	0,9677
EQ. (4.3)	17,5	0,9	0,9455

FIGURA 4.14 Distribuição dos dados no erro relativo máximo das correlações propostas.



A FIGURA 4.15 apresenta as tendências dos principais modelos de PPB e sua comparação para uma das condições de escoamento do R1234yf realizadas neste trabalho. Pode-se observar que a maior dificuldade das correlações é acompanhar a tendência dos dados experimentais para títulos altos, em especial no título crítico, onde ocorre uma diminuição rápida da PPB. O alto desempenho das redes neurais é confirmado novamente.

FIGURA 4.15 Comparação dos modelos de predição de PPB para o R1234yf, $G = 300\text{kg/m}^2\text{s}$, $D = 8\text{mm}$ e $T_{sat} = 20^\circ\text{C}$.



5. CONCLUSÕES

Em resumo, o fluido refrigerante R134a é um forte gás de estufa e deve ser substituído por fluidos com GWP baixo. O fluido R1234yf se apresenta como uma das melhores opções, pois possui um GWP aproximadamente igual a 1, e tem mostrado resultados ótimos no desempenho termodinâmico. No campo específico do escoamento com ebulição convectiva em canais convencionais (>3 mm D.I) existe uma quantidade pequena de estudos para o fluido R1234yf, principalmente sobre a perda de pressão em ebulição convectiva. Foram escolhidos diâmetros convencionais com o objetivo de contribuir à consolidação do fluido R1234yf como substituto do R134a em novas aplicações (diferentes às de ar condicionado em sistemas automotivos).

Um banco de testes foi construído para atender as necessidades dos experimentos. Foram feitas melhorias no controle e medição de variáveis como a potência de aquecimento, vazão mássica e pressão manométrica do sistema. Assim, 212 pontos experimentais foram levantados para o fluido R1234yf sob condições adiabáticas em diferentes diâmetros interno do tubo (3,2mm, 4,8mm, 6,4mm e 8,0mm), títulos de vapor (0% a 100%), velocidades mássica do fluido (200 kg/m²s, 300 kg/m²s e 400 kg/m²s) e para duas temperaturas de evaporação (20°C e 30°C). Por outro lado, 36 pontos experimentais foram medidos para fluxos de calor de 7 kW/m² e 14 kW/m².

Baseado nos resultados experimentais, pode-se concluir para o fluido R1234yf que a perda de pressão aumenta proporcionalmente com o título até o ponto crítico, aproximadamente no título igual a 0,8, onde ocorre uma diminuição até atingir o estado de vapor. Aumentos da velocidade mássica incrementam a perda de pressão e tornam mais visível a diminuição do gradiente de pressão que ocorre no título crítico. Aumentos da temperatura de saturação diminuem a perda de pressão devido a diminuição da razão de viscosidades líquido/vapor. A transição de diâmetros de 4,8 mm para 3,2mm apresenta um incremento aproximado do 50% na perda pressão, isto está relacionado com o limite de escalas de macro para minicanais. Por outro lado, o fluxo de calor não representa uma variável importante no estudo da perda de pressão em ebulição convectiva quando causa variações de título menores ao 20%. Finalmente, a perda de pressão para o fluido R134a e R1234yf foi comparada, mostrando que o R1234yf possui uma perda de pressão aproximadamente 20% menor.

Os pontos experimentais obtidos em condições adiabáticas foram comparados com 19 correlações da literatura. A melhor correlação foi proposta por Xu e Fang (2012) com um

erro médio absoluto de 20%. Uma correlação mais simples baseada no parâmetro de Martinelli e na teoria do multiplicador bifásico de líquido foi desenvolvida, e apresentou um erro médio absoluto de 17% junto a uma melhor tendência sobre os pontos experimentais. Esta nova correlação foi ajustada usando algoritmos genéticos. Por último, foi desenvolvido um modelo de rede neural artificial para a predição da perda de pressão do fluido R1234yf. O seu desempenho foi notavelmente melhor a qualquer correlação semi-empírica, com um erro médio absoluto de 6%. Importante destacar dois pontos, o primeiro foi uso pela primeira vez das redes neurais para a predição de perda de pressão em escoamento líquido-vapor de um fluido refrigerante. Em segundo lugar, mencionar que como contraparte do excelente valor de erros obtido com a rede neural, seu uso é limitado às faixas das condições testadas e treinadas.

5.1. Trabalhos futuros

Futuras pesquisas relacionadas à continuidade desde trabalho são listadas a seguir, sendo todas para o fluido R1234yf:

- Estudo da caracterização dos padrões de escoamento bifásico para o fluido em condições de macrocanais.
- Estudo do coeficiente de transferência de calor em condições de ebulição para tubo horizontais de diâmetros convencionais.
- Estudo da perda de pressão e do coeficiente de transferência de calor em condensação para tubo horizontais de diâmetros convencionais.
- Estudo da perda de pressão global em condensadores e evaporadores de sistema de refrigeração e ar condicionados de médio e grande porte.

REFERÊNCIAS

. !!! INVALID CITATION !!! (Lee e Jung, 2012; Qi, 2013; 2015).

ABAS, N.; NAWAZ, R.; KHAN, N. Parametric Quantification of Low GWP Refrigerant for Thermosyphon Driven Solar Water Heating System. **Procedia Computer Science**, v. 52, p. 804-811, 2015.

ANWAR, Z.; PALM, B.; KHODABANDEH, R. Flow boiling heat transfer, pressure drop and dryout characteristics of R1234yf: experimental results and predictions. **Experimental Thermal and fluid Science**, v. 66, p. 137-149, 2015.

AWAD, M. M.; MUZYCHKA, Y. S. Two-Phase Flow Modeling in Microchannels and Minichannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 31, n. 13, p. 1023-1033, 2010.

BANG, S. **Evaluation result of HFO-1234yf as an alternative refrigerant for automotive air conditioning**. Proceedings of the VDA alternative refrigerant winter meeting, Saalfelden, Austria 2008.

BANSAL, P.; VINEYARD, E.; ABDELAZIZ, O. Advances in household appliances-A review. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 17, p. 3748-3760, 2011.

BAROCZY, C. Systematic correlation for two-phase pressure drop. *Chemical Engineering Progress, Symp. Ser.*, 62: No. 64, 232-49 (1966). 1966, Atomics International, Canoga Park, Calif.

BELMAN-FLORES, J.; LEDESMA, S. Statistical analysis of the energy performance of a refrigeration system working with R1234yf using artificial neural networks. **Applied Thermal Engineering**, v. 82, p. 8-17, 2015.

BELMAN-FLORES, J. M. et al. Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, v. 81, n. Supplement C, p. 1-11, 2017.

BOC. **R1234yf Opteon® YF. Automotive refrigerant with low global warming potential**: Linde Group 2015.

BOTTICELLA, F. et al. Multi-criteria (thermodynamic, economic and environmental) analysis of possible design options for residential heating split systems working with low GWP refrigerants. **International Journal of Refrigeration** 2017.

BOTTICELLA, F.; VISCITO, L. Seasonal Performance Analysis of a Residential Heat Pump Using Different Fluids with Low Environmental Impact. **Energy Procedia**, v. 82, p. 878-885, 2015.

CAREY, V. P.; PHENOMENA, L.-V. P.-C. *An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment*, Hemisphere Pub. Corp., Washington, DC, p. 399-452, 1992.

CHAWLA, J. M. **Wärmeübergang und Druckabfall in waagerechten Rohren bei der Strömung von verdampfenden Kältemitteln.** VDI-Verlag, 1967.

CHISHOLM, D. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two- phase flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 10, n. 12, p. 1767-1778, 1967.

CHISHOLM, D. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two- phase mixtures in smooth tubes and channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 16, n. 2, p. 347-358, 1973.

CHO, H.; LEE, H.; PARK, C. Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf. **Applied Thermal Engineering**, v. 61, n. 2, p. 563-569, 2013.

CHO, H.; PARK, C. Experimental investigation of performance and exergy analysis of automotive air conditioning systems using refrigerant R1234yf at various compressor speeds. **Applied Thermal Engineering**, 2016.

CHOI, K.-I. et al. Comparison of heat transfer coefficient during evaporation of natural refrigerants and R-1234yf in horizontal small tube. **International Journal of Refrigeration**, v. 41, p. 210-218, 2014.

CICCHITTI, A. et al. **Two-phase cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout measurements.** p.58. 1960. (CISE-71 NSA-14-010571English)

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation.** Oxford University Press, 1994. ISBN 0191591262.

DEL COL, D. et al. Flow boiling of R1234yf in a 1 mm diameter channel. **International journal of refrigeration**, v. 36, n. 2, p. 353-362, 2013.

DEL COL, D.; TORRESIN, D.; CAVALLINI, A. Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 7, p. 1307-1318, 2010.

DUKLER, A.; WICKS, M.; CLEVELAND, R. Frictional pressure drop in two-phase flow: A. A comparison of existing correlations for pressure loss and holdup. **AIChE Journal**, v. 10, n. 1, p. 38-43, 1964. ISSN 1547-5905.

FANG, X. D.; XU, Y.; ZHOU, Z. R. New correlations of single- phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single- phase friction factor correlations. **Nuclear Engineering and Design**, v. 241, n. 3, p. 897-902, 2011.

FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. European two-phase flow group meeting, Paper E, 1979. p.1979.

GARCIA, J. **Estudo experimental da perda de pressão em escoamento com ebulição convectiva para a mistura zeotrópica R-407C.** 2014. (Mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

GARCIA, J. et al. An experimental study on two-phase frictional pressure drop for R-407c in smooth horizontal tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 73, p. 163-174, 2017.

GARCIA, J. J. et al. Prediction of pressure drop during evaporation of R407C in horizontal tubes using artificial neural networks. **International Journal of Refrigeration**, v. 85, p. 292-302, 2018/01/01/ 2018.

GOSELIN, L.; TYE-GINGRAS, M.; MATHIEU-POTVIN, F. Review of utilization of genetic algorithms in heat transfer problems. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 9–10, p. 2169-2188, 2009.

GRECO, A. Convective boiling of pure and mixed refrigerants: An experimental study of the major parameters affecting heat transfer. **International Journal of Heat and Mass** v. 51, n. 3-4, p. 896-909, 2008.

GRECO, A.; VANOLI, G. P. Experimental two- phase pressure gradients during evaporation of pure and mixed refrigerants in a smooth horizontal tube. Comparison with correlations. **International Journal of Heat and Mass**, v. 42, n. 8, p. 709-725, 2006.

GRÖNNERUD, R. Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants. **Bull. De l'Inst. Du Froid, Annexe**, v. 1, 1979.

HONEYWELL. **Material Safety Data Sheet for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf)** 2008.

ILLÁN-GÓMEZ, F. et al. Experimental two-phase heat transfer coefficient and frictional pressure drop inside mini-channels during condensation with R1234yf and R134a. **International Journal of Refrigeration**, v. 51, p. 12-23, 2015.

IYODA, E. M. **Inteligência computacional no projeto automático de redes neurais híbridas e redes neurofuzzy heterogêneas**. 2000. Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação, Universidade Estadual de Campinas

JANKOVIĆ, Z.; ATIENZA, J. S.; SUÁREZ, J. A. M. Thermodynamic and heat transfer analyses for R1234yf and R1234ze (E) as drop-in replacements for R134a in a small power refrigerating system. **Applied Thermal Engineering**, v. 80, p. 42-54, 2015.

JUNG, D. S.; RADERMACHER, R. Prediction of pressure- drop during horizontal annular - flow boiling of pure and mixed refrigerants. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 32, n. 12, p. 2435-2446, 1989.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evolution of Microchannel Flow Passages Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology. **Heat Transfer Engineering**, v. 24, n.1, p.3-17, 2003.

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. (Mestre em engenharia mecânica). Universidade de São Paulo

KATTAN, N.; THOME, J. R.; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes: Part 1—Development of a diabatic two-phase flow pattern map. **Journal of Heat Transfer**, v. 120, n. 1, p. 140-147, 1998.

KO, M. S. et al. An improved electrical-conductance sensor for void-fraction measurement in a horizontal pipe. **Nuclear Engineering and Technology**, v. 47, n. 7, p. 804-813, 2015.

KUTATELADZE, S. On the transition to film boiling under natural convection. **Kotloturbostroenie**, v. 3, n. 152-158, p. 20, 1948.

LEE, Y.; JUNG, D. A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 35, p. 240-242, 2012.

LEE, Y.; KANG, D.-G.; JUNG, D. Performance of virtually non-flammable azeotropic HFO1234yf/HFC134a mixture for HFC134a applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 4, p. 1203-1207, 2013.

LI, G. et al. Experimental investigation of energy and exergy performance of secondary loop automotive air-conditioning systems using low-GWP (global warming potential) refrigerants. **Energy**, v. 68, p. 819-831, 2014.

LI, M.; DANG, C.; HIHARA, E. Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and R32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: Part I. Experimental investigation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 13, p. 3437-3446, 2012.

LI, W.; WU, Z. A general criterion for evaporative heat transfer in micro/mini-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 9, p. 1967-1976, 2010.

LI, X.; HIBIKI, T. Frictional pressure drop correlation for two-phase flows in mini and micro single-channels. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 90, p. 29-45, 2017.

LOCKHART, R.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. **Chemical Engineering Progress**, v. 45, n. 1, p. 39-48, 1949.

LU, M.-C.; TONG, J.-R.; WANG, C.-C. Investigation of the two-phase convective boiling of HFO-1234yf in a 3.9 mm diameter tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 65, p. 545-551, 2013.

MASTRULLO, R. et al. Critical heat flux: Performance of R1234yf, R1234ze and R134a in an aluminum multi-minichannel heat sink at high saturation temperatures. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 106, p. 1-17, 2016.

MASTRULLO, R.; MAURO, A. W.; VISCITO, L. Experimental CHF for low-GWP fluids and R134a. Effect of the Lh/D ratio at low and high mass velocities. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 109, n. Supplement C, p. 1200-1216, 2017.

MATHUR, G. D. **Experimental investigation of AC system performance with HFO-1234yf as the working fluid**. SAE Technical Paper. 2010

MCADAMS, W.; WOODS, W.; HEROMAN, L. Vaporization inside horizontal tubes-II-benzene-oil mixtures. **Trans. ASME**, v. 64, n. 3, p. 193-200, 1942.

MCLINDEN, M. O. et al. A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 38, p. 80-92, 2014.

MEYER, J. **R1234yf system enhancements and comparison to R134a**. Proceedings of the SAE alternative refrigerant systems symposium, Phoenix, AZ, USA 2008.

MILKIE, J. A.; GARIMELLA, S.; MACDONALD, M. P. Flow regimes and void fractions during condensation of hydrocarbons in horizontal smooth tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 92, p. 252-267, 2016.

MINOR, B. H.; HERRMANN, D.; GRAVELL, R. Flammability characteristics of HFO-1234yf. **Process Safety Progress**, v. 29, n. 2, p. 150-154, 2010.

MISHIMA, K.; HIBIKI, T. Some characteristics of air- water two- phase flow in small diameter vertical tubes. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 22, n. 4, p. 703-712, 1996.

MOHD-GHAZALI, N. et al. Prediction of the Optimized Frictional Pressure Drop in a Two-phase Flow Small-channel with Genetic Algorithm. **Energy Procedia**, v. 75, p. 1431-1435, 2015.

MORTADA, S. et al. Boiling heat transfer and pressure drop of R-134a and R-1234yf in minichannels for low mass fluxes. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, n. 4, p. 962-973, 2012.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chemical Engineering and Processing**, v. 20, n. 6, p. 297-308, 1986.

NAWAZ, K. et al. R1234yf and R1234ze(E) as low-GWP refrigerants for residential heat pump water heaters. **International Journal of Refrigeration**, v. 82, n. Supplement C, p. 348-365, 2017.

NAZEMI, E. et al. Precise Void Fraction Measurement in Two-phase Flows Independent of the Flow Regime Using Gamma-ray Attenuation. **Nuclear Engineering and Technology**, v. 48, n. 1, p. 64-71, 2016.

NUNES, T. K. **Modelagem, simulação e otimização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor**. 2015. Universidade Federal de Paraná, Curitiba.

OZISIK, M. N. **Basic heat transfer**. McGraw-Hill New York, 1977. ISBN 0070479801.

PADILLA, M. et al. Flow regimes and two-phase pressure gradient in horizontal straight tubes: Experimental results for HFO-1234yf, R-134a and R-410A. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, n. 6, p. 1113-1126, 2011.

PARK, C. et al. Recent advances in vapor compression cycle technologies. **International Journal of Refrigeration**, v. 60, p. 118-134, 2015.

PETJEAN, S.; BENOUALI, J. **R-1234yf validation & A/C system energy efficiency improvements**. SAE Alternate Refrigerant Symposium. Scottsdale,(AZ): AARS 2010.

PORTO, M. P. **Theoretical and experimental studies on boiling heat transfer for the zeotropic mixture R-407C**. 2013. (Doutorado). Universidade Federal de Minas Gerais

QI, Z. Experimental study on evaporator performance in mobile air conditioning system using HFO-1234yf as working fluid. **Applied Thermal Engineering**, v. 53, n. 1, p. 124-130, 2013.

QI, Z. Performance improvement potentials of R1234yf mobile air conditioning system. **International Journal of Refrigeration**, v. 58, p. 35-40, 2015.

QUIBEN, J. M.; THOME, J. R. Flow pattern based two- phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model. **International Journal Heat Fluid Flow**, v. 28, n. 5, p. 1060-1072, 2007.

RAHIMI, M. et al. Application of artificial neural network and genetic algorithm approaches for prediction of flow characteristic in serpentine microchannels. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 98, p. 147-156, 2015.

RICHTER, M.; MCLINDEN, M. O.; LEMMON, E. W. Thermodynamic Properties of 2, 3, 3, 3-Tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf): Vapor Pressure and p - ρ - T Measurements and an Equation of State. **Journal of Chemical & Engineering Data**, v. 56, n. 7, p. 3254-3264, 2011.

RIOFRÍO, M. C.; CANEY, N.; GRUSS, J.-A. State of the art of efficient pumped two-phase flow cooling technologies. **Applied Thermal Engineering**, v. 104, p. 333-343, 2016.

SAITOH, S. et al. Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 8, p. 1846-1853, 2011.

SÁNCHEZ, D. et al. Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives. **International Journal of Refrigeration**, v. 74, p. 269-282, 2017.

SEMPÉRTEGUI-TAPIA, D. F.; RIBATSKI, G. Flow boiling heat transfer of R134a and low GWP refrigerants in a horizontal micro-scale channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 108, Part B, p. 2417-2432, 2017a.

SEMPÉRTEGUI-TAPIA, D. F.; RIBATSKI, G. Two-phase frictional pressure drop in horizontal micro-scale channels: Experimental data analysis and prediction method development. **International Journal of Refrigeration**, v. 79, p. 143-163, 2017b.

SEYBOLD, L.; HILL, W.; ZIMMER, C. **Internal Heat Exchanger Design Performance Criteria for R134a and HFO-1234yf**. SAE Technical Paper. 2010

SILVA, J. D. D. **Estudo teórico-experimental da perda de pressão durante a ebulição convectiva de refrigerantes halogenados no interior de microcanais circulares**. 2012. Universidade de São Paulo

SOTOMAYOR, P. O.; PARISE, J. A. R. Characterization and simulation of an open piston compressor for application on automotive air-conditioning systems operating with R134a, R1234yf and R290. **International Journal of Refrigeration**, v. 61, p. 100-116, 2016.

SPATZ, M.; MINOR, B. **HFO-1234yf: A low GWP refrigerant for MAC**. VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting: 13-14 p. 2008.

SUN, L.; MISHIMA, K. Evaluation analysis of prediction methods for two- phase flow pressure drop in mini- channels. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 35, n. 1, p. 47-54, 2009.

TADDONIO, K. N. Immediate opportunity for large greenhouse gas emissions reductions with new mobile air conditioning refrigerants. **Journal of Integrative Environmental Sciences**, v. 7, n. S1, p. 175-186, 2010.

TAITEL, Y.; DUKLER, A. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. **AIChE Journal**, v. 22, n. 1, p. 47-55, 1976.

TAKIZAWA, K.; TOKUHASHI, K.; KONDO, S. Flammability assessment of CH₂FCF₃: comparison with fluoroalkenes and fluoroalkanes. **Journal of Hazardous Materials**, v. 172, n. 2, p. 1329-1338, 2009.

TAYLOR, B. N.; KUYATT, C. E. **NIST Technical Note 1297**. p.24. 1994

TRAN, T. N. et al. Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigation and correlation development. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 26, n. 11, p. 1739-1754, 2000.

TURGUT, O. E.; ÇOBAN, M. T.; ASKER, M. Comparison of Flow Boiling Pressure Drop Correlations for Smooth Macrotubes. **Heat Transfer Engineering**, v. 37, n. 6, p. 487-506, 2016.

VILELA, T. S. **Simulação de refrigerantes alternativos em um sistema de ar condicionado automotivo**. 2012. UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

WANG, C. et al. Void fraction measurement using NIR technology for horizontal wet-gas annular flow. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 76, p. 98-108, 2016.

WANG, C. C.; CHIANG, C. S.; LU, D. C. Visual observation of two- phase flow pattern of R-22, R- 134a, and R- 407C in a 6.5- mm smooth tube. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 15, n. 4, p. 395-405, 1997.

WANG, L.; DANG, C.; HIHARA, E. Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop of low GWP refrigerant HFO1234yf in a horizontal tube. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, n. 5, p. 1418-1429, 2012.

WILSON, D. P.; KOBAN, M. **HFO-1234yf Industry Update 2010**.

WILSON, M. J. **Experimental investigation of void fraction during horizontal flow in larger diameter refrigeration applications**. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign. 1998

WODZISZ, R. Case Study of R-1234yf Refrigerant: Implications for the Framework for Responsible Innovation. **Science and Engineering Ethics**, v. 21, n. 6, p. 1413-1433, 2015.

WOJTAN, L. **Experimental and analytical investigation of void fraction and heat transfer during evaporation in horizontal tubes**. 2004. ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE

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**, v. 48, n. 14, p. 2955-2969, 2005.

XU, Y.; FANG, X. A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, n. 7, p. 2039-2050, 2012.

XU, Y.; FANG, X. Correlations of void fraction for two-phase refrigerant flow in pipes. **Applied Thermal Engineering**, v. 64, n. 1-2, p. 242, 2014.

XU, Y. et al. An experimental study of flow boiling heat transfer of R134a and evaluation of existing correlations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 92, p. 1143-1157, 2016.

YANG, Z.; WU, X. Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22. **Energy**, v. 59, p. 1-21, 2013.

YU, W. et al. Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 28, n. 6, p. 927-941, 2002.

ZHANG, S.; CHENG, Y. Performance improvement of an ejector cooling system with thermal pumping effect (ECSTPE) by doubling evacuation chambers in parallel. **Applied Energy**, v. 187, p. 675-688, 2017.

ZHAO, Y. et al. Void fraction measurement in steam–water two-phase flow using the gamma ray attenuation under high pressure and high temperature evaporating conditions. **Flow Measurement and Instrumentation**, v. 49, p. 18-30, 2016.

ZHAO, Y. et al. Performance of R-1234yf in mobile air conditioning system under different heat load conditions. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**, v. 20, n. 03, p. 1250016, 2012.

ZILIO, C.; BROWN, J. S.; CAVALLINI, A. **Simulation of R-1234yf performance in a typical automotive system**. Proceedings of the 3rd Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigeration, Boulder, CO, USA, Paper 2009.

ZILIO, C. et al. The refrigerant R1234yf in air conditioning systems. **Energy**, v. 36, n. 10, p. 6110-6120, 2011.

APÊNDICE A: MAPA DE PADRÕES DE ESCOAMENTO

O mapa de Wojtan *et al.* (2005) é apresentado em esta seção. Em relação ao escoamento estratificado liso, conforme ilustrado na FIGURA A.1, as seguintes cinco variáveis geométricas adimensionais devem ser calculadas: área de líquido (A_{lD}), área de vapor (A_{vD}), ângulo estratificado (θ_{estrat}), altura do líquido (h_{lD}) e comprimento da superfície líquida (P_{lD}).

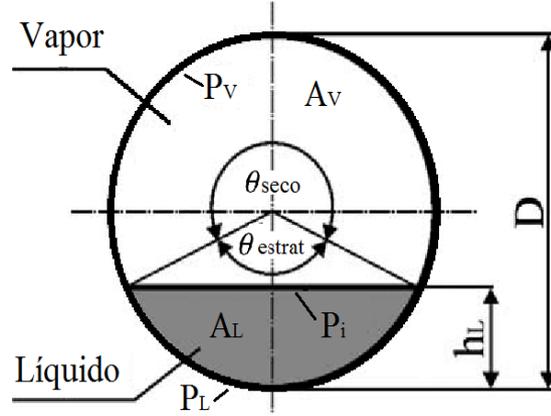


FIGURA A.1 Diagrama esquemático do escoamento estratificado liso.

$$A_{lD} = \frac{A(1-\alpha)}{D^2} \quad (A.1)$$

$$A_{vD} = \frac{A\alpha}{D^2} \quad (A.2)$$

$$\theta_{estrat} = 2\pi - 2 \left\{ \begin{array}{l} \pi(1-\alpha) + \left(\frac{3\pi}{2}\right)^{\frac{1}{3}} \left[1 - 2(1-\alpha) + (1-\alpha)^{\frac{1}{3}} - \alpha^{\frac{1}{3}}\right] \\ - \left(\frac{1}{200}\right) (1-\alpha)\alpha[1 - 2(1-\alpha)][1 + 4((1-\alpha)^2 + \alpha^2)] \end{array} \right\} \quad (A.3)$$

$$H_{lD} = 0,5 \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi - \theta_{estrat}}{2}\right)\right) \quad (A.4)$$

$$P_{lD} = \sin\left(\frac{2\pi - \theta_{estrat}}{2}\right) \quad (A.5)$$

Primeiro se calcula a curva de transição de estratificado ondulado para anular ou intermitente:

$$G_{ond} = \left\{ \frac{16A_{vD}^3 g D \rho_l \rho_v}{x^2 \pi^2 (1 - (2H_{lD} - 1)^2)^{0,5}} * \left[\frac{\pi^2}{25H_{lD}^2} \left(\frac{\sigma}{\rho_l g D^2}\right) + 1 \right] \right\} + 50 \quad (A.6)$$

A região estratificada com ondas é subdividida em três zonas:

- A região pistonada se encontra em $G_{ond}(x) > G > G_{ond}(x_{IA})$ e $x < x_{IA}$
- O regime é pistonado mais estratificado com ondas quando $G_{estrat}(x) < G < G_{ond}(x_{IA})$ e $x < x_{IA}$
- A zona é estratificada com ondas se $G_{estrat}(x) < G < G_{ond}(x)$ e $x \geq x_{IA}$.

A transição de estratificado liso a estratificado com ondas é calculada com base em:

$$G_{estrat} = \left\{ \frac{226,3^2 A_l D A_v D^2 \rho_v (\rho_l - \rho_v) \mu_l g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{1/3} \quad \text{para } x > x_{IA}$$

$$= G_{estrat}(x_{IA}) \quad \text{para } x < x_{IA} \quad (\text{A.7})$$

A transição entre intermitente e anular é calculada pelo limite x_{IA} , que se estende até à sua intersecção com G_{strat} .

$$x_{IA} = \left\{ \left[0,34^{1/0,875} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/1,75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\} \quad (\text{A.8})$$

O limite da transição entre anular e secagem da parede se calcula com:

$$G_{sec} = \left[\frac{1}{0,235} \left(\ln \left(\frac{0,58}{x} \right) + 0,52 \right) \left(\frac{D}{\rho_v \sigma} \right)^{-0,17} \left(\frac{1}{g D \rho_v (\rho_l - \rho_v)} \right)^{-0,37} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,25} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0,70} \right]^{0,926} \quad (\text{A.9})$$

O limite da transição entre a secagem da parede e névoa se calcula com:

$$G_{név} = \left[\frac{1}{0,0058} \left(\ln \left(\frac{0,61}{x} \right) + 0,57 \right) \left(\frac{D}{\rho_v \sigma} \right)^{-0,38} \left(\frac{1}{g D \rho_v (\rho_l - \rho_v)} \right)^{-0,15} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,09} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0,27} \right]^{0,943} \quad (\text{A.10})$$

q é o fluxo de calor e q_{crit} é o fluxo crítico de calor em condições de ebulição em vaso, o qual é dado segundo a correlação de Kutateladze (1948), onde i_{lv} é a entalpia de vaporização.

$$q_{crit} = 0,131 \rho_v^{0,5} i_{lv} (g (\rho_l - \rho_v) \sigma)^{0,25} \quad (\text{A.21})$$

As seguintes condições são aplicadas para definir as transições na faixa de título de vapor alto:

- Se $G_{estrat}(x) \geq G_{sec}(x)$, então $G_{sec}(x) = G_{estrat}(x)$.
- Se $G_{ond}(x) \geq G_{sec}(x)$, então $G_{sec}(x) = G_{ond}(x)$.
- Se $G_{sec}(x) \geq G_{név}(x)$, (possível em fluxos baixos de calor e altas velocidades de massa) então $G_{sec}(x) = G_{név}(x)$.

APÊNDICE B: CODIGO DA REDE NEURAL ARTIFICIAL

```
function [y1] = DPANN(x1)

%neural network simulation function with 20 nodes in the hidden layer.
%
% [y1] = DPANN(x1) takes these arguments:
%   x = 4xQ matrix, input #4
% and returns:
%   y = 1xQ matrix, output #1
% where Q is the number of samples.

% ===== NEURAL NETWORK CONSTANTS =====

% Input 1
x1_step1_xoffset = [3.2;5.917;200;0.092];
x1_step1_gain = [0.4166666666666667;1.04275286757039;0.01;2.20264317180617];
x1_step1_ymin = -1;

% Layer 1
b1 = [1.9513697935601639;
      -3.6853424028481991;
      -1.9703678921782977;
      -1.5532802135063595;
      -3.8708356910593391;
      -0.0666008492860412;
      -2.5351513524487874;
      -1.7851752718231437;
      0.66828085576931451;
      0.42363720713851588;
      1.50704171292633650;
      -0.4463997161240473;
      -0.9904837347726201;
      -1.1073172673612248;
      -1.9455317114671506;
      -1.7437052212782826;
      4.82392751148601560;
      -2.9062487009446163;
      2.71187544014158060;
      -1.3464847414285326];

IW1_1 =
[0.434587745837836 -2.465637570957050 1.328940161602969 -2.872565844310131;
 0.1198776420686582 -1.226152503050382 -1.20519603545794 -0.885541241485122;
 1.2212740699775995 2.1081848402549581 1.544010348335267 0.1210527858893244;
 -0.266720935658441 -0.312980692953468 -0.67307345037986 1.0795360336458828;
 -0.468394767633464 1.1179502547167697 -0.24987602038875 0.9756432218042029;
 -2.607567368876051 1.2717975877277634 3.459497829483188 1.3499842505876871;
 1.8205644651162245 -2.424014625844969 -2.37392610001848 4.0873168673072175;
 0.4015224289087866 2.1760348970195040 -1.21779222944358 -1.967203387423847;
 1.3608809726596809 2.6448038757156842 1.561049180420850 1.3599597851742322;
 -1.903080534993471 -0.035485190078133 1.026003003221440 1.2077060864071858;
 -0.377832801755667 1.7718977265949869 0.290204441047176 0.9601898738141728;
 -2.134964183220674 1.2615153358982956 0.926330414502844 -0.372161194402350;
 0.1790359843806721 4.4447505988830720 -1.52135899571801 0.7768267731852761;
 -0.253386179483584 -2.850692050562570 -0.79647150329596 2.5717598639672583;
 -1.230099072103995 2.1843448785112818 1.389630530265882 2.2272232469893605;
```

```

0.605001239206389 -0.4894800134077762 -2.78273281473441 -1.040530818439941;
0.919615128021633 -0.1792817350501250 -1.14725746427956 -2.747749578255903;
-2.75270443304513 2.44436144795790702 0.559766665349458 -4.038537830259940;
0.660964526581037 -1.7468889506821637 2.150059369283016 -1.182560485210203;
0.852918388085595 2.09247319418273390 2.745164062356440 -0.68677745861398];

% Layer 2
b2 = -2.1893108354998247;

LW2_1 =
[0.305927155263959 -0.436442559488100 0.343055007340360 -0.6996302541701973
0.6578432444339101 -0.187565855048499 -0.01661188216342 0.49348746985010378
-0.288176040004904 -0.159099928514011 1.062452179402162 0.37616677754840017
-1.589496050812182 0.0864947019664742 0.782564970435656 0.08625192050192661
2.0874137936179435 -0.107355229222119 -0.70532353200318 0.264434448960083];

% Output 1
y1_step1_ymin = -1;
y1_step1_gain = 0.0761904761904762;
y1_step1_xoffset = 0.115;

% ===== SIMULATION =====
% Dimensions
Q = size(x1,2); % samples

% Input 1
xp1 = mapminmax_apply(x1,x1_step1_gain,x1_step1_xoffset,x1_step1_ymin);

% Layer 1
a1 = tansig_apply(repmat(b1,1,Q) + IW1_1*xp1);

% Layer 2
a2 = repmat(b2,1,Q) + LW2_1*a1;

% Output 1
y1 = mapminmax_reverse(a2,y1_step1_gain,y1_step1_xoffset,y1_step1_ymin);
end

% ===== MODULE FUNCTIONS =====
% Map Minimum and Maximum Input Processing Function
function y =
mapminmax_apply(x,settings_gain,settings_xoffset,settings_ymin)
y = bsxfun(@minus,x,settings_xoffset);
y = bsxfun(@times,y,settings_gain);
y = bsxfun(@plus,y,settings_ymin);
end

% Sigmoid Symmetric Transfer Function
function a = tansig_apply(n)
a = 2 ./ (1 + exp(-2*n)) - 1;
end

% Map Minimum and Maximum Output Reverse-Processing Function
function x =
mapminmax_reverse(y,settings_gain,settings_xoffset,settings_ymin)
x = bsxfun(@minus,y,settings_ymin);
x = bsxfun(@rdivide,x,settings_gain);
x = bsxfun(@plus,x,settings_xoffset);
end

```