

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS – UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E QUEDA DE PRESSÃO NA EBULIÇÃO
DO R-600a EM MINI CANAIS PARALELOS

BRUNO DE SÁ BECKERLE

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

São Leopoldo, janeiro de 2015

ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA EBULIÇÃO DO R-600a EM MINI
CANAIS PARALELOS

BRUNO DE SÁ BECKERLE

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio do Sinos – UNISINOS como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof.^a Dra. Jacqueline Biancon Copetti

Banca Examinadora

Prof.^a Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani (PPGEM – UNISINOS)

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan (PPGEM – UNISINOS)

Prof. Dr. Júlio César Passos (POSMEC – UFSC)

São Leopoldo, janeiro de 2015

B396e Beckerle, Bruno de Sá.
Estudo da transferência de calor e queda de pressão na
ebulição do r-600a em mini canais paralelos / Bruno de Sá
Beckerle. – 2015.
103 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio
dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica, 2015.
"Orientador: Prof.^a Dra. Jacqueline Biancon Copetti."

1. Engenharia mecânica. 2. Ebulição. 3. Calor –
Transmissão. I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
(Bibliotecário: Flávio Nunes – CRB 10/1298)

Trabalho desenvolvido para o programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS, financiado por bolsa de estudos concedida pela Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES, por meio da modalidade do Programa de Suporte à Pós-Graduação de Instituições de Ensino Particulares Cursos Novos – PROSUP/Cursos Novos.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço à minha orientadora, Professora Dra. Jacqueline Biancon Copetti, pela orientação e apoio na realização deste trabalho.

Ao Professor Dr. Mário Henrique Macagnan, por seu auxílio nos problemas encontrados na bancada experimental ao longo dos experimentos realizados.

À bolsista de Iniciação Científica Regina Céli Kreusch, pela ajuda no tratamento dos dados experimentais.

Aos laboratoristas William Santos de Brito e Wilson Xavier de Freitas, pelo suporte na construção e manutenção da bancada experimental.

À CAPES, pela bolsa de estudos que proporcionou a realização deste trabalho.

À minha família e amigos pelo apoio, paciência e motivação durante a realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental da transferência de calor e queda de pressão na ebulição do isobutano, R-600a, em um tubo composto por 7 mini canais paralelos, cujo diâmetro hidráulico é de 1,47 mm. Os testes em ebulição foram realizados com uma temperatura de saturação de 22 °C e pressão de saturação de 302 kPa, com velocidade mássica entre 50 e 200 kg/(m²s) e fluxos de calor na seção de testes entre 7 e 40 kW/m². Com os testes realizados verificou-se que o coeficiente de transferência de calor aumenta conforme o incremento do fluxo de calor e velocidade mássica, sendo que esta última tem maior influência para baixos títulos de vapor. O coeficiente de transferência de calor atingiu valores máximos próximos a 3.200 W/(m²K) para a condição de maior vazão e fluxo de calor. A queda de pressão aumentou com o incremento da velocidade mássica e título de vapor em todos os testes, enquanto que o fluxo de calor apresentou influência na queda de pressão apenas nas maiores velocidades mássicas. A perda de pressão por atrito representou até 93,7% da perda total. Também foram analisados os padrões de escoamento, sendo observados os padrões de bolhas isoladas, bolhas alongadas, intermitente e anular, sendo que o padrão de bolhas isoladas foi observado para baixos fluxos e títulos de vapor, e o padrão anular mostrou-se presente para títulos superiores a 0,13.

Palavras-chave: Ebulição, Multi mini canais, Coeficiente de transferência de calor, Perda de pressão, Isobutano.

ABSTRACT

This work presents an experimental study of heat transfer and drop pressure in flow boiling of the isobutane, R-600a, in a 7 mini channel of 1,47 mm hydraulic diameter. The tests were performed a boiling with a saturation temperature of 22 °C and saturation pressure of 302 kPa, with a mass velocity between 50 and 200 kg/(m²s) and heat fluxes in the test section between 7 and 40 kW/m². In the tests, it was found that the heat transfer coefficient increases with increasing heat flux and mass velocity has more influence at low quality. The heat transfer coefficient achieved values around 3.200 W/(m²K) for the condition of greater flow and heat flux. The drop pressure was increase by increasing the mass velocity and quality in all tests, while the heat flow have any influence on the drop pressure to the greater mass velocity. The friction drop pressure represented to 93.7% of the total loss. As well analyzed the flow patterns, and observing the patterns of isolated bubbles, plugs/slugs, intermittent and annular, and that the pattern of isolated bubbles were observed for low quality and heat flux and the annular pattern was present for quality from 0.13.

Keywords: Boiling, Multiport minichannel, Heat transfer coefficient, Drop pressure, Isobutane.

LISTA DE ABREVIATURAS

A	Anular
CB	Bolhas Coalescentes
CFC	Clorofluorcarbono
CHF	Fluxo Crítico de Calor (<i>Critical Heat Flux</i>)
FP	Padrão de Escoamento (<i>Flow Pattern</i>)
GWP	Potencial de Aquecimento Global (<i>Global Warning Potential</i>)
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
IB	Bolhas Isoladas
INS	Instabilidade
ODP	Potencial de Degradação da Camada de Ozônio (<i>Ozone Depletion Potential</i>)
PA	Pré-aquecedor
ST	Seção de Testes
SV	Seção de Visualização

LISTA DE SÍMBOLOS

Nomenclatura

A – Área/Parâmetro adimensional de Philip [$m^2/-$]

a – Altura [m]

B – Parâmetro adimensional de Philip [-]

Co – Número de confinamento [-]

D – Diâmetro [m]

e – Espessura [m]

Eo – Número de Eötvos [-]

f – Fator de atrito [-]

Fr – Número de Froude [-]

g – Aceleração da gravidade local [m/s^2]

G – Velocidade mássica [$kg/(m^2s)$]

h – Coeficiente de transferência de calor [$W/(m^2K)$]

i – Entalpia [kJ/kg]

k – Condutividade térmica [$W/(mK)$]

K – Coeficiente de Kays e London [-]

L – Comprimento/largura [m]

La – Constante de Laplace [-]

\dot{m} – Vazão mássica [kg/s]

Nu – Número de Nusselt [-]

p – Pressão [kPa]

P – Perímetro [m]

q'' – Fluxo de calor [W/m^2]

q – Taxa de calor [W]

r – Raio [m]

R – Resistência térmica [K/W]

Re – Número de Reynolds [-]

T – Temperatura [$^{\circ}C$]

v – Velocidade [m/s]

V – Volume [m^3]

We – Número de Weber [-]

x – Título de vapor [-]

z – Posição longitudinal [m]

Símbolos Gregos

α – Fração de vazio [-]

β – Coeficiente linear de ajuste de curva [-]

Δ – Variação [-]

η – Eficiência [-]

ε - Rugosidade absoluta [m]

θ – Coeficiente angular de ajuste de curva [-]

ρ – Massa específica [kg/m³]

σ – Tensão superficial [N/m]

μ – Viscosidade [Pas]

Sub-índices

ac – Aceleração

at – Atrito

c - Contração

e – Entrada

esc – Escoamento

ex - Expansão

ext – Externo(a)

f – Fluido

h – Hidráulico

i – Interna(o)

l – Líquido

ONB – Início da Ebulição Nucleada (*Onset of Nucleate Boiling*)

p – Parede

PA – Pré-aquecedor

ref – Referência

s – Saída

sat – Saturação

sec – Seção

sol – Sólido

sup – Superfície

ST – Seção de teste

term – Termopar

total – Total

v – Vapor

vap – Vaporização

z – Posição longitudinal

90 – Ângulo de 90°

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Padrão de escoamento para um macro tubo na posição vertical.....	22
Figura 2.2 – Padrão de escoamento para um macro tubo na posição horizontal.....	23
Figura 2.3 – Representação esquemática do crescimento da bolha em (1) macro tubos e (2a-c) mini e micro tubos.	25
Figura 2.4 – Padrão de escoamento em bolhas.....	26
Figura 2.5 – Padrão de escoamento pistonado.	26
Figura 2.6 – Padrão de escoamento intermitente.....	27
Figura 2.7 – Padrão de escoamento anular.	27
Figura 2.8 – Padrão de escoamento em névoa.	27
Figura 2.9 – Efeito de escala de diâmetro do tubo sobre várias forças durante a ebulição da: a) água, $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q'' = 1 \text{ MW}/\text{m}^2$; b) R-123, $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q'' = 1 \text{ MW}/\text{m}^2$	28
Figura 2.10 – Escoamento borbulhado: a) bolhas dispersas; b) transição bolhas/ <i>plug</i>	29
Figura 2.11 – Escoamento intermitente: a) <i>slug</i> ; b) <i>slug</i> /semianular.	29
Figura 2.12 – Escoamento anular: a) semianular; b) anular agitado; c) anular.....	30
Figura 2.13 – Mapa de padrões para um escoamento horizontal adiabático, onde K , X , T e F são parâmetros adimensionais do modelo.	31
Figura 2.14 – Mapa de padrões de escoamento para tubo horizontal de 13,84 mm, R-22, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $T_{sat} = 5 \text{ °C}$ e $q'' = 2,1 \text{ kW}/\text{m}^2$	32
Figura 2.15 – Mapa de padrões de escoamento para um tubo horizontal de 1,03 mm de diâmetro interno, R-236fa e $T_{sat} = 31 \text{ °C}$	33
Figura 2.16 – Mapa de padrões de escoamento para um tubo horizontal de 3,04 mm de diâmetro interno, R-236fa e $T_{sat} = 31 \text{ °C}$	33
Figura 2.17 – Coeficiente de transferência de calor em função do título de vapor para o R-134a, em micro canal de diâmetro de 0,5 mm, a) diferentes fluxos de calor e b) diferentes velocidades mássicas.	35
Figura 2.18 – a) Variação do h em função do título de vapor e G e b) variação do h em função do título de vapor e q'' para $T_{sat} = 10 \text{ °C}$ e R-410A.....	44

Figura 2.19 – a) Variação da perda de pressão por atrito em função do título de vapor e G e b) Variação da perda de pressão por atrito em função do título de vapor e q'' para o R-410A....	44
Figura 2.20 – a) Variação do h com o fluxo e calor e pressão de saturação e b) variação do h com o fluxo de calor e número de canais.	45
Figura 2.21 – a) Variação da perda de pressão em função da velocidade mássica e fluxo de calor e b) variação da perda de pressão em função do fluxo de calor e número de canais.	45
Figura 2.22 – a) Variação do coeficiente de transferência de calor, h , em função do título de vapor, x , e da posição no tubo e b) variação do h em função do x e q'' para o R-245fa, $G = 303 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $T_{sat} = 31,5 \text{ °C}$ e $T_{\text{água,entrada}} = 58,3 \text{ °C}$	46
Figura 2.23 – Pressão e temperatura de saturação dos refrigerantes R-600a, R-134a, R-22 e R-717.	51
Figura 2.24 – Entalpia de vaporização e temperatura de saturação dos refrigerantes R-600a, R-134a e R-22.....	51
Figura 3.1 – Esquema da bancada de teste para estudo de ebulição de refrigerantes em mini canal individual (pontilhado) e multi mini canais paralelos.....	53
Figura 3.2 – a) Tubos de multi mini e micro canais em alumínio extrudado b) Aplicações em radiadores automotivos.....	54
Figura 3.3 – Imagem real do perfil do tubo de multi mini canais paralelos.....	54
Figura 3.4 – Visão geral da bancada de testes de ebulição.....	55
Figura 3.5 – Pré-aquecedor.....	56
Figura 3.6 – Seção de teste: tubo de multi mini canais paralelos.....	57
Figura 3.7 – Seção de testes: tubo multi canais com a fita resistiva.....	57
Figura 3.8 – Conexão entre o PA e a ST.	58
Figura 3.9 – Seção de visualização.....	58
Figura 3.10 – Dimensões do tubo de multi mini canais paralelos.....	62
Figura 3.11 – Posições dos termopares ao longo do tubo. $Z_1 = 3 \text{ mm}$, $Z_2 = 76 \text{ mm}$, $Z_3 = 148 \text{ mm}$, $Z_4 = 218 \text{ mm}$ e $Z_5 = 290 \text{ mm}$	64
Figura 4.1 – Evolução do h em função do Re na ST.	68
Figura 4.2 – Fator de atrito experimental e teórico da seção de testes.....	69

Figura 4.3 – Queda de pressão na seção de testes em função do número de Reynolds.	69
Figura 4.4 – Coeficiente de transferência de calor médio em função do título de vapor médio.	
71	
Figura 4.5 – Efeito da velocidade mássica, G , no coeficiente de transferência de calor local, para um fluxo de calor de 10 kW/m ²	72
Figura 4.6 – Efeito da velocidade mássica, G , no coeficiente de transferência de calor local, para um fluxo de calor de 20 kW/m ²	72
Figura 4.7 – Efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor para diferentes fluxos de calor.	73
Figura 4.8 – Influência do fluxo de calor para G de 50 e 200 kg/(m ² s).	74
Figura 4.9 – Influência do fluxo de calor no h_z para $G = 100$ kg/(m ² s).	75
Figura 4.10 – Efeito do fluxo de calor, q'' , no coeficiente de transferência de calor médio, $h_{médio}$, para uma velocidade mássica de 200 kg/(m ² s).	75
Figura 4.11 – Efeito do fluxo de calor para diferentes velocidades mássicas.	76
Figura 4.12 – Queda de pressão total e perdas por atrito e aceleração para a velocidade mássica de 100 kg/(m ² s).	77
Figura 4.13 – Influência da velocidade mássica na perda de pressão por atrito para $q'' = 15$ kW/m ²	77
Figura 4.14 – Efeito do fluxo de calor na perda de pressão por atrito para diferentes velocidades mássicas.	78
Figura 4.15 – Padrões de escoamento observados para $G = 50$ kg/(m ² s).	80
Figura 4.16 – Padrões de escoamento observados para $G = 100$ kg/(m ² s).	80
Figura 4.17 – Padrões de escoamento observados para $G = 200$ kg/(m ² s).	81
Figura 4.18 – Diferença entre os padrões de escoamento observados para $q'' = 5$ kW/m ² , $G = 200$ kg/(m ² s) e $x = 0,107$	82
Figura 4.19 – Bolha confinada entre a seção de pré-aquecimento e seção de testes.	82
Figura 4.20 – Seção de visualização e conexão com o circuito comum da bancada.	83
Figura B1 – Teste de corte da parede superior.	100
Figura B2 – Desenho inicial do projeto da SV.	100

Figura B3 – Primeiro modelo da seção de visualização feito em acrílico.....	101
Figura B4 – Alternativa para conter os vazamentos do primeiro modelo da seção de visualização.	102
Figura B5 – Modelo da seção de visualização feito em acrílico	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Classificação dos Canais de Escoamento	20
Tabela 2.2 – Estudos sobre os efeitos do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor e queda de pressão durante a ebulição.....	39
Tabela 2.3 – Estudos sobre os efeitos da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor e queda de pressão	40
Tabela 2.4 – Estudos do efeito do diâmetro interno do tubo no coeficiente de transferência de calor e na queda de pressão	41
Tabela 2.5 – Estudos realizados com a ebulição de fluidos em multi micro canais.....	42
Tabela 2.6 – Impacto ambiental de alguns refrigerantes.....	49
Tabela 3.1 – Características geométricas do tubo de multi mini canais paralelos	62
Tabela 3.2 – Condições de operação dos testes de ebulição	63
Tabela 4.1 – Condições de testes monofásicos.....	67
Tabela 4.2 – Percentual máximo das incertezas propagadas.....	70
Tabela 4.3 – Propriedades do R-600a para uma temperatura de saturação de 20 °C	73

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 OBJETIVOS	18
1.1.1 Objetivos Específicos	18
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO	19
2 EBULIÇÃO EM MINI CANAIS	20
2.1 CARACTERIZAÇÃO DOS MINI CANAIS	20
2.2 MECANISMOS DE EBULIÇÃO CONVECTIVA	22
2.3 PADRÕES DE ESCOAMENTO	25
2.3.1 Padrões em Macro Escala	25
2.3.1.1 escoamento em Bolhas	26
2.3.1.2 escoamento Pistonado	26
2.3.1.3 escoamento Intermitente	26
2.3.1.4 escoamento Anular	27
2.3.1.5 escoamento em Névoa	27
2.3.2 Padrões em Mini e Micro Escala	28
2.3.2.1 escoamento Borbulhado	29
2.3.2.3 escoamento Anular	30
2.3.3 Mapas de Padrões de escoamento	30
2.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVO	34
2.5 QUEDA DE PRESSÃO	35
2.6 INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS OPERACIONAIS NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E NA QUEDA DE PRESSÃO	38
2.7 EBULIÇÃO EM SISTEMAS DE MULTI CANAIS	42
2.8 FLUIDOS REFRIGERANTES	47
2.8.1 Isobutano R-600a	48
3 ESTUDO EXPERIMENTAL – METODOLOGIA	53

3.1 A BANCADA EXPERIMENTAL.....	53
3.1.1 Pré-Aquecedor	56
3.1.2 Seção de Teste	56
3.1.3 Seção de Visualização	58
3.1.4 Reservatório de Fluido Refrigerante	59
3.1.5 Filtro de Secagem	59
3.1.6 Bomba.....	59
3.1.7 Condensador e Sub-resfriador	59
3.1.8 Fonte de Corrente Contínua.....	60
3.1.9 Varivolt.....	60
3.1.10 Sistema de Aquisição de Dados	60
3.1.11 Instrumentação da Bancada.....	60
3.1.11.1 Medidor de Vazão Mássica	60
3.1.11.2 Transdutores de Pressão	61
3.1.11.3 Termopares	61
3.2 CARACTERIZAÇÃO DO TUBO DE MULTI MINI CANAIS PARALELOS EM ALUMÍNIO EXTRUDADO	62
3.3 PROGRAMA DE TESTES	62
3.3.1 Testes monofásicos.....	62
3.3.2 Testes de ebulição.....	63
3.4 TRATAMENTO DE DADOS	64
3.4.1 Análise da Visualização.....	66
4 RESULTADOS	67
4.1 ESCOAMENTO MONOFÁSICO	67
4.2 ESCOAMENTO BIFÁSICO.....	70
4.2.1 Incertezas Propagadas.....	70
4.2.2 Coeficiente de Transferência de Calor	71

4.2.2.1 Efeito da velocidade mássica.....	71
4.2.2.2 Efeito do fluxo de calor	74
4.2.3 Queda de Pressão.....	76
4.2.4 Padrões de Escoamento	79
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	84
REFERÊNCIAS	86
APÊNDICE A – CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES	92
APÊNDICE B – DETERMINAÇÃO DAS INCERTEZAS PROPAGADAS.....	94
APÊNDICE C – TESTES DE CONSTRUÇÃO DA SEÇÃO DE VISUALIZAÇÃO	100

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor possuem diversas aplicações, desde o resfriamento de grandes mecanismos, como reatores, até pequenas aplicações direcionadas à computação. A evolução tecnológica está impulsionando à compactação dos sistemas de refrigeração, gerando a necessidade de desenvolver sistemas de troca térmica mais compactos e eficientes. O estudo da ebulição de fluidos refrigerantes, principalmente em canais de diâmetro inferior a 3 mm, está diretamente relacionado a esta demanda tecnológica, pois tem-se cada vez mais a necessidade de desenvolver sistemas de refrigeração não apenas de pequeno porte, mas também sistemas confiáveis, eficientes e com a utilização de menor quantidade de matéria prima e carga de refrigerante. Se projetados e utilizados adequadamente, estes trocadores de calor devem garantir uma distribuição de vazão uniforme entre os canais, reduzir o comprimento de escoamento e proporcionar coeficientes globais de transferência de calor mais elevados (DARIO, 2013).

Diversos pesquisadores como Belchi, Vera-García e Cascales (2011), Kaew-On e Wongwises (2009), Vakili-Farahani, Agostini e Thome (2013), Yun, Kim e Kim (2005), Pettersen (2004), Oliveira (2013) e Dário (2013), realizaram estudos experimentais para identificar os principais parâmetros que regem o processo de ebulição em escala reduzida, alguns em um único canal e outros em sistemas com múltiplos mini e micro canais paralelos. A utilização de sistemas em escala menor proporciona uma maior relação entre área de troca térmica e volume, desta forma, é possível alcançar maiores coeficientes de transferência de calor, h , se comparados com sistemas maiores de funcionamento equivalente.

Além da miniaturização, outro fator de grande importância para os sistemas de troca térmica são as características do fluido refrigerante, que afetam fortemente o comportamento térmico e hidráulico do sistema. Conforme o Protocolo de Montreal, de 1987, os países que assinaram este termo devem eliminar a produção e o consumo de substâncias que destroem a camada de ozônio. Novos refrigerantes estão sendo testados, com pressões e temperaturas diferentes, o que exige a necessidade de redimensionar o sistema, resultando em novos projetos para evaporadores, condensadores e compressores (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2009).

O estudo experimental em tubos de diâmetros reduzidos e em geometrias não convencionais torna-se essenciais para a melhor compreensão dos processos envolvidos na miniaturização pelo fato de ainda não estarem bem estabelecidas as correlações para a transferência de calor nestes tipos de canais.

O primeiro fluido refrigerante utilizado foi o éter, no ano de 1834, pelo cientista Jacob Perkins. No século XIX, os fluidos utilizados eram o Dióxido de Carbono (CO_2) e o Dióxido de Enxofre (SO_2). No ano de 1928 o cientista Thomas Midgley desenvolveu a aplicação dos CFCs (clorofluorcarbono) na refrigeração, que foram amplamente utilizados, mas, atualmente, estão em extinção devido à agressão que causam à camada de ozônio. Outros refrigerantes sintéticos, como os HCFCs (hidroclorofluorcarbono), surgiram em meados de 1950. A transição entre os HCFCs e os HFCs (hidrofluorcarbono) iniciou em 1996, e estende-se até os dias atuais. Com os avanços tecnológicos e com as políticas e precauções ambientais discutidas nos Protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997), os refrigerantes naturais passaram a ter maior expressão na indústria e sistemas de refrigeração com estes refrigerantes deverão ter um papel cada vez mais importante no futuro como soluções técnicas (GONÇALVES, 2005; EMBRACO, 2008).

Nesse trabalho será analisado o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão no interior de mini canais paralelos de seção retangular para uma determinada temperatura e pressão de saturação e os efeitos do fluxo de calor e da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor e na queda de pressão.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo geral analisar o processo de ebulição em mini canais através da análise da transferência de calor, da queda de pressão e dos padrões de escoamento do isobutano R-600a, em um tubo de multi mini canais composto por sete canais paralelos, variando parâmetros como fluxo de calor, velocidade mássica e o título de vapor para uma determinada temperatura de saturação.

1.1.1 Objetivos Específicos

- Determinar os coeficientes de transferência de calor local e médio e a queda de pressão na ebulição para diferentes condições operacionais;
- Obter um banco de dados com informações sobre transferência de calor e queda de pressão e imagens do escoamento para o refrigerante hidrocarboneto R-600a (isobutano);
- Analisar os padrões de escoamento para diferentes condições operacionais;

- Analisar a geometria de múltiplos mini canais paralelos na troca térmica e queda de pressão.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho é composto por uma revisão bibliográfica e fundamentação teórica, descrição da bancada, estudo experimental, resultados e considerações finais.

A revisão bibliográfica e a fundamentação teórica correspondem ao capítulo 2 deste trabalho, abordando a caracterização das dimensões dos tubos de escoamento, os mecanismos da ebulição convectiva e os padrões de escoamento, comparando processos em mini canais com macro canais, a análise do fluido refrigerante escolhido e pesquisas que vêm sendo realizadas em geometrias similares.

O capítulo 3 aborda a metodologia do trabalho, detalhamento da bancada de testes e componentes, o procedimento experimental e o tratamento de dados.

O capítulo 4 aborda a análise dos resultados experimentais, para o escoamento monofásico e bifásico, através do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão.

O capítulo 5 destina-se às considerações finais, como o resumo das análises realizadas no capítulo 4 e sugestões de continuidade deste trabalho.

2 EBULIÇÃO EM MINI CANAIS

Este capítulo é destinado à descrição dos conceitos que envolvem o trabalho, analisando os estudos desenvolvidos até o momento relacionados a este tema.

2.1 CARACTERIZAÇÃO DOS MINI CANAIS

O processo de ebulição convectiva de um fluido refrigerante depende do tamanho do canal de escoamento. O comportamento do fluido varia conforme a escala, seja na transferência de calor, queda de pressão, escoamento, etc. Desta forma, os resultados encontrados para macro canais não podem ser aplicados diretamente a mini escala e vice-versa.

Em sistemas de múltiplos mini ou micro canais a geometria das seções transversais dos canais pode ser retangular, circular, trapezoidal ou triangular e as distribuições dos canais são classificadas como paralelas, com cruzamento de fluido ou com ramificação do canal (NASCIMENTO, 2012).

Diferentes classificações de escalas são propostas e não existe um consenso entre os pesquisadores. As classificações podem envolver o diâmetro hidráulico (D_h) do canal como parâmetro para definir a transição entre macro e micro escala e propõem faixas de diâmetros baseadas em aplicações. A Tab. 2.1 mostra as classificações de escala, macro, mini e micro canal, conforme alguns autores.

Mehendale *et al.* (2000) propuseram uma escala intermediária denominada de meso escala, que na Tab. 2.1 foi incluída na mini escala. É possível perceber nesta tabela que Kandlikar e Grande (2003) refinaram a classificação proposta pelo autor em 2001, passando seu limite inferior de mini para micro escala de 300 μm para 200 μm .

Tabela 2.1 – Classificação dos Canais de Escoamento

	Macro canal (convencional)	Mini canal	Micro canal
Kandlikar e Grande (2003)	$D_h > 3\text{mm}$	$3\text{mm} \geq D_h > 200\mu\text{m}$	$200\mu\text{m} \geq D_h > 10\mu\text{m}$
Kandlikar (2001)	$D_h > 3\text{mm}$	$3\text{mm} \geq D_h > 300\mu\text{m}$	$300\mu\text{m} \geq D_h > 10\mu\text{m}$
Mehendale <i>et al.</i> (2000)	$D_h > 6\text{mm}$	$6\text{mm} \geq D_h > 100\mu\text{m}$	$100\mu\text{m} \geq D_h > 1\mu\text{m}$

Outros autores tratam a classificação da escala de canais com valores adimensionais que relacionam o diâmetro do canal com propriedades do fluido, como o número de confinamento, a constante de Laplace e o número de Eötvos.

Kew e Cornwell (1997) propuseram um número de confinamento, Co , para a classificação dos tubos, conforme mostra a Eq. 2.1,

$$Co = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)D_h^2} \right]^{0,5} \quad (2.1)$$

onde σ é a tensão superficial, g é a aceleração da gravidade local, ρ_l é a massa específica do líquido e ρ_v é a massa específica do vapor.

Para um número de confinamento superior a 0,5, tem-se uma situação de confinamento, ou seja, uma deformação da bolha, desta forma, o tubo é caracterizado como micro canal.

A constante de Laplace, La , dada pela Eq. 2.2, foi utilizada como parâmetro na correlação de Triplett *et al.* (1999). Nesta correlação, se o diâmetro hidráulico do canal for igual ou menor que a constante de Laplace, então o escoamento pode ser considerado em micro canal.

$$La = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (2.2)$$

O número de Eötvos, EO , conforme Eq. 2.3, é adotado por Ullman e Brauner (2006) para a classificação. A condição de micro escala corresponde a um número de Eötvos menor ou igual a 1,6.

$$EO = \frac{(\rho_l - \rho_v)gD_h^2}{\sigma} \quad (2.3)$$

Conforme as classificações propostas por Kew e Cornwell (1997), Triplett *et al.* (1999) e Ullman e Brauner (2006), a caracterização de um escoamento em micro canal depende das propriedades do escoamento bifásico, de efeitos gravitacionais e efeitos de tensão superficial, não dependendo apenas do diâmetro hidráulico.

Devido à ausência de um consenso em relação à transição entre mini, micro e macro escala, este trabalho adotará para denominação dos tubos a mini escala para diâmetros hidráulicos iguais ou inferiores a 3 mm, conforme Kandlikar (2001) e Kandlikar e Grande (2003) (Tab. 2.1).

2.2 MECANISMOS DE EBULIÇÃO CONVECTIVA

A ebulição convectiva forçada é composta por dois mecanismos distintos: a convecção forçada e a ebulição nucleada. O primeiro mecanismo é devido à diferença de pressão existente entre a entrada e a saída do escoamento, e o segundo ocorre devido ao crescimento de bolhas de vapor ao longo da parede do canal. As bolhas são formadas nos sítios de nucleação existentes no interior dos canais devido a cavidades ou imperfeições na superfície interna do canal e, quando estes sítios tornam-se ativos, ocorre a formação de bolhas (COLLIER e THOME, 1996; DARIO, 2013).

Durante o processo de vaporização, aumenta a proporção de vapor em relação ao líquido, onde o título de vapor, x , varia de 0 (líquido saturado) a 1 (vapor saturado). A distribuição das fases líquida e vapor é um importante estudo para compreender os fenômenos de transferência de calor e queda de pressão durante um escoamento (COLLIER e THOME, 1996).

As características da ebulição convectiva para um fluido variam conforme a orientação do tubo. Na Fig. 2.1, é representado o padrão de escoamento para um macro tubo na posição vertical.

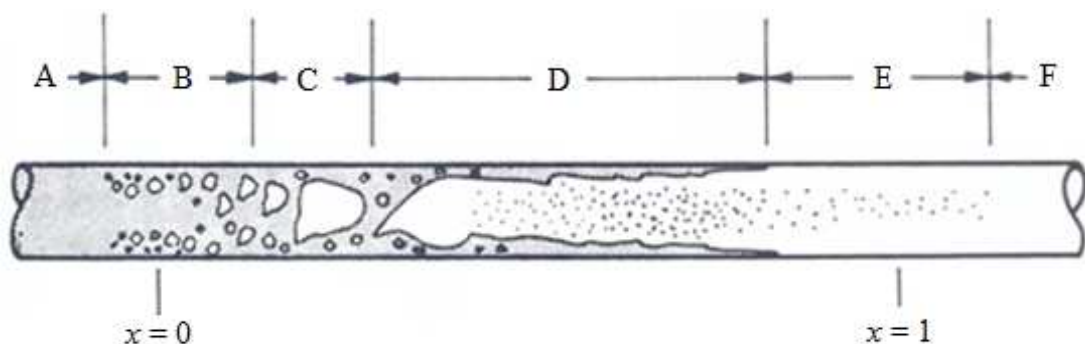


Figura 2.1 – Padrão de escoamento para um macro tubo na posição vertical.

Fonte: COLLIER E THOME (1996).

Na região A da Fig. 2.1, tem-se uma situação onde a temperatura da parede é inferior à temperatura necessária para que ocorra a nucleação, desta forma, o fluido encontra-se apenas na fase líquida (escoamento monofásico) e o processo de transferência de calor ocorre apenas

por convecção forçada. Após o início da ebulição nucleada tem-se a região B, onde são “ativados” os sítios de nucleação e, nesta situação, surgem algumas bolhas com a temperatura média abaixo da temperatura de saturação, denominada então de ebulição nucleada sub-resfriada. Neste caso, o fluxo de calor local deve ser suficiente para que a temperatura local da parede do tubo esteja acima da temperatura de saturação e o grau de superaquecimento mínimo para a ocorrência da nucleação.

À medida que o fluido avança atinge a temperatura de saturação, porém, devido ao perfil de temperatura, ainda é possível existir uma parcela de líquido sub-resfriado no centro do escoamento. Quando a temperatura média do fluido atinge a temperatura de saturação, agora na região C, ocorre a coalescência de bolhas formando pistões de vapor e a transferência de calor ocorre em maior proporção na camada pelicular de líquido existente na região superior entre o pistão de vapor e a parede do tubo. Na região D, observa-se a formação de uma fina camada de líquido entre o estado vapor e a parede do tubo e, nesta situação, a transferência de calor ocorre predominante por convecção nesta camada líquida. Após a vaporização desta camada, ocorre, na região E, a secagem parcial da parede, dificultando a troca térmica entre a parede e o fluido, o que resulta em um aumento da temperatura da parede do tubo. Nesta região ainda podem existir pequenas gotículas de líquido que auxiliam na redução de temperatura do tubo. Ao final do processo, na região F, obtém-se apenas vapor saturado, mantendo-se o escoamento monofásico agora na forma de vapor superaquecido. O coeficiente de transferência de calor é maior nas regiões B, C, e D devido à vaporização do fluido. Nas regiões E e F tem-se a secagem da parede pela predominância de fluido na fase vapor, o que reduz o coeficiente de transferência de calor e resulta no aumento significativo da temperatura da parede do tubo.

Para um escoamento em tubo horizontal, as características do padrão de escoamento são mostradas na Fig. 2.2.

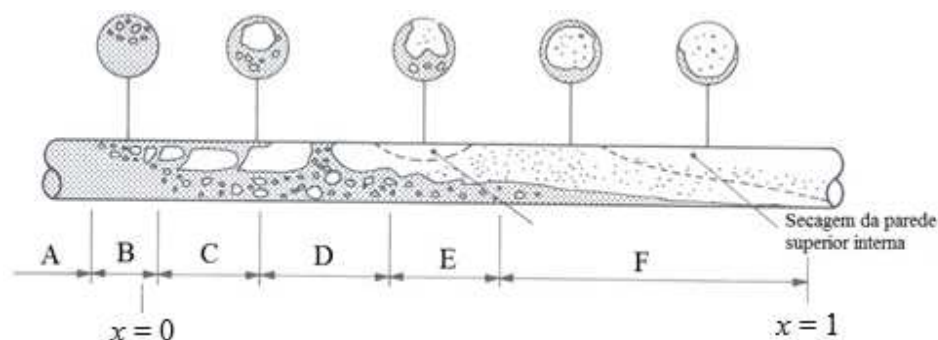


Figura 2.2 – Padrão de escoamento para um macro tubo na posição horizontal.

Fonte: Adaptado de Collier e Thome (1996).

Em tubos horizontais, devido a ação do efeito gravitacional, ocorre a estratificação das fases, as bolhas tendem a se concentrar na região superior do tubo e o líquido na região inferior conforme mostra a Fig. 2.2. Devido a esta “divisão”, ocorre uma assimetria na transferência de calor ao longo do escoamento, por exemplo, pode ocorrer a secagem do tubo em alguns locais da superfície interna do tubo na região superior, enquanto na região inferior mantém-se no processo de transferência de calor por convecção.

A formação de bolhas no escoamento ocorre devido ao fenômeno de nucleação, que surge em alguns locais dentro do tubo. Estes locais, chamados de sítios de nucleação, dependem de muitos parâmetros, por exemplo: orientação do tubo, rugosidade, contaminação, material, pressão, aceleração da gravidade local, etc.

Um modelo para a formação de bolhas em sítios de nucleação foi proposto por Kandlikar (2005) para mini canais com fluxo de calor constante e com a entrada de fluido sub-resfriado. O início da ebulição nucleada, ponto denominado ONB, ocorre quando existe uma diferença entre a temperatura local da parede do tubo e a temperatura de saturação, denominado de grau de superaquecimento, determinado pela Eq. 2.4.

$$\Delta T_{Sat,ONB} = \sqrt{\frac{8.8\sigma T_{sat} q''}{\rho_v i_{vap} k_l}} \quad (2.4)$$

onde $\Delta T_{Sat,ONB}$ é o grau de superaquecimento, T_{sat} é a temperatura de saturação em Kelvin, q'' é o fluxo de calor, i_{vap} é a entalpia de vaporização e k_l é a condutividade térmica da fase líquida.

Após o início da ebulição, as bolhas crescem inicialmente de forma proporcional ao tempo de escoamento e é controlado pelas forças de inércia. O crescimento das bolhas depende do diâmetro do tubo. A Fig. 2.3 representa o crescimento da bolha em macro tubos (1) e mini e micro tubos (2a,b,c).

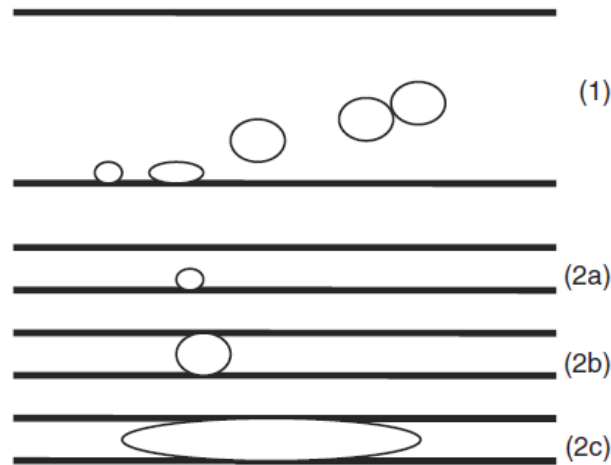


Figura 2.3 – Representação esquemática do crescimento da bolha em (1) macro tubos e (2a-c) mini e micro tubos.
Fonte: KANDLIKAR (2005).

Em macro tubos as bolhas crescem até um diâmetro inferior ao diâmetro interno do tubo (diâmetro de partida das bolhas), e em mini e micro tubos, o crescimento das bolhas é superior ou igual ao diâmetro interno do tubo, ocasionando uma deformação das bolhas antes destas se desprenderem do sítio de nucleação, conforme ilustrado na Fig. 2.3.

2.3 PADRÕES DE ESCOAMENTO

As características do escoamento bifásico no interior de um tubo apresentam diversas configurações, sendo que estas sofrem alterações conforme a geometria do tubo, velocidade de escoamento, temperatura, tensão superficial e viscosidade, entre outros. O estudo dos padrões de escoamento é importante para a melhor compreensão da troca térmica.

A seguir os diferentes padrões serão detalhados em sequência para tubos posicionados horizontalmente.

2.3.1 Padrões em Macro Escala

O escoamento de um fluido bifásico no interior de um tubo horizontal sofre a interferência da ação gravitacional e os padrões de escoamento nesta situação são definidos como: escoamento de bolhas, escoamento pistonado, escoamento intermitente, escoamento anular e escoamento em névoa. Os padrões descritos neste capítulo são relacionados a experimentos diabáticos e estes podem ser diferentes de experimentos adiabáticos.

2.3.1.1 Escoamento em Bolhas

Devido à ação gravitacional e o empuxo, as bolhas encontram-se dispersas em grande quantidade na parte superior do tubo, conforme mostrado na Fig. 2.4. Este padrão é comumente observado em escoamentos com alta velocidade mássica na fase líquida.

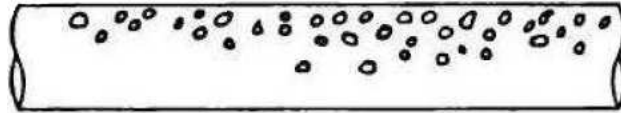


Figura 2.4 – Padrão de escoamento em bolhas.
Fonte: COLLIER E THOME (1996).

2.3.1.2 Escoamento Pistonado

O escoamento pistonado, ou bolha alongada, é caracterizado por bolhas com diâmetro levemente inferior ao diâmetro do tubo conforme mostra a Fig. 2.5. Também devido ao efeito gravitacional e ao empuxo, estas bolhas encontram-se na parte superior do tubo. As bolhas têm como característica a face frontal arredondada e a face posterior achatada. Sua formação ocorre da junção de pequenas bolhas do padrão de escoamento de bolhas.

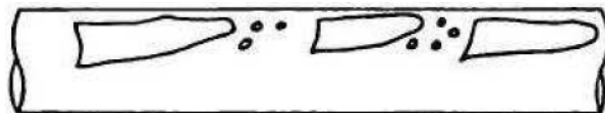


Figura 2.5 – Padrão de escoamento pistonado.
Fonte: COLLIER e THOME (1996).

2.3.1.3 Escoamento Intermitente

Quando as bolhas do padrão pistonado se unem formam-se bolhas maiores e alongadas que são rompidas por golfadas de líquido, sendo este padrão denominado de intermitente, conforme mostra a Fig. 2.6. A velocidade de escoamento da fase vapor é superior à velocidade de escoamento da fase líquida. Este padrão também é conhecido como escoamento intermitente em golfadas.

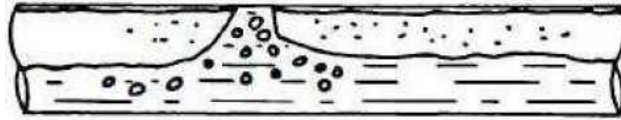


Figura 2.6 – Padrão de escoamento intermitente.
Fonte: COLLIER e THOME (1996).

2.3.1.4 Escoamento Anular

Neste padrão, conforme mostra a Fig. 2.7, tem-se a fase de vapor envolta por uma fina camada de líquido, sendo que a parede inferior do tubo apresenta a camada de líquido levemente de maior espessura em relação à parede superior em virtude da ação gravitacional. Na região interna da fase vapor, é possível encontrar pequenas gotículas de líquido que são “arrancadas” da película de líquido (fenômeno de entranhamento) e vaporizam ao longo do percurso.



Figura 2.7 – Padrão de escoamento anular.
Fonte: COLLIER e THOME (1996).

2.3.1.5 Escoamento em Névoa

Neste padrão, há predominância da fase vapor, conforme mostra a Fig. 2.8. A fase líquida ao redor da fase vapor que existia no padrão anular “dissolve-se” devido ao cisalhamento que ocorre à medida que a velocidade da fase vapor aumenta em relação à fase líquida, reduzindo a sua espessura até formarem-se pequenas gotículas dispersas na fase vapor. Com a fase vapor ocorre uma redução da troca térmica e estas gotículas dispersas melhoram a troca térmica quando entram em contato com a parede do tubo (THOME, 2004).

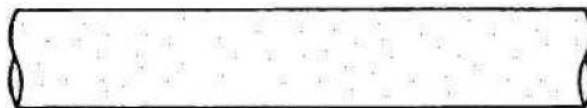


Figura 2.8 – Padrão de escoamento em névoa.
Fonte: COLLIER e THOME (1996).

2.3.2 Padrões em Mini e Micro Escala

Existem diferenças entre o padrão de escoamento em macro escala e micro escala. As forças que atuam no escoamento de um fluido em ebulição convectiva são as de inércia, de tensão superficial, de cisalhamento, de força gravitacional e a de força de evaporação e o peso relativo destas forças influencia de forma distinta em macro, mini e micro canais. A força de evaporação se deve à expansão do líquido na mudança de fase, relacionada com a força exercida na interface líquido-vapor causada pela mudança de velocidade entre as fases, e depende diretamente do fluxo de calor. Kandlikar (2010), utilizando dados experimentais para a água e para o R-123, analisou estas forças durante o escoamento do fluido em canais de diferentes diâmetros hidráulicos (de 10 μm a 10 mm) e verificou que a influência da força gravitacional decresce com a redução do diâmetro hidráulico, enquanto que a influência do cisalhamento e da tensão superficial aumentam. O autor justificou a diferença entre os números de Reynolds existente entre macro e mini canais através da relação entre as forças de inércia e cisalhamento. Conforme ocorre a redução do diâmetro hidráulico, há um aumento da força de cisalhamento, enquanto que a força de inércia mantém-se constante e a proporção entre estas duas forças influencia diretamente no número de Reynolds, tornando-o menor conforme a diferença entre elas diminui. A Fig. 2.9 mostra os gráficos da influência das diferentes forças com a variação do diâmetro hidráulico para (a) água e (b) R-123.

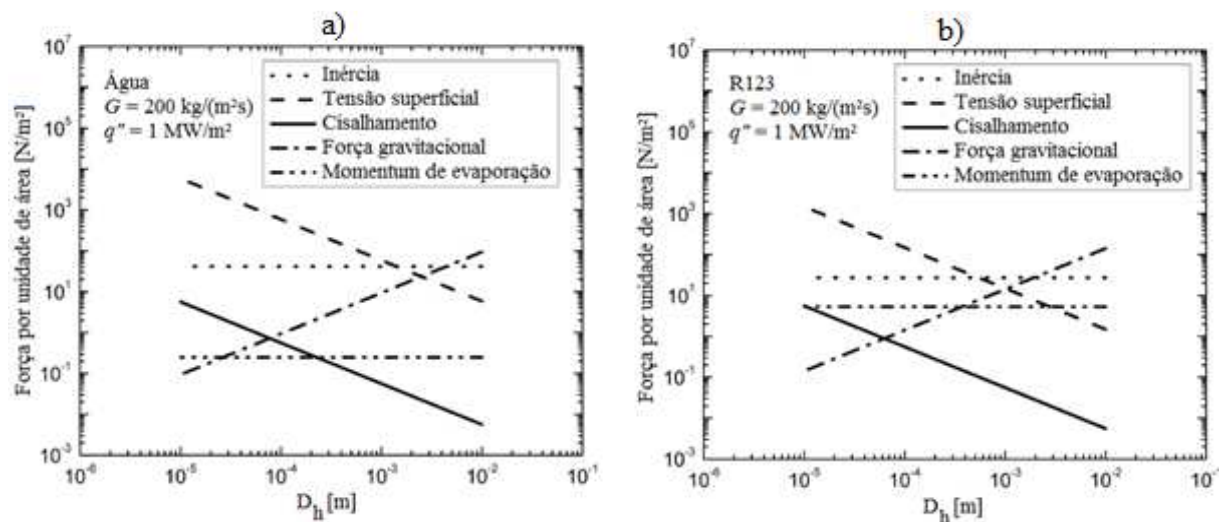


Figura 2.9 – Efeito de escala de diâmetro do tubo sobre várias forças durante a ebulição da: a) água, $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q'' = 1 \text{ MW}/\text{m}^2$; b) R-123, $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q'' = 1 \text{ MW}/\text{m}^2$.

Fonte: Adaptado de Kandlikar (2010).

Revellin e Thome (2007), utilizando uma câmera de alta velocidade, observaram sete configurações bem distintas no escoamento em micro canais de 0,5 mm e 0,8 mm de diâmetro realizado com o R-134a e o R-245fa. Eles classificaram três padrões principais: borbulhado, intermitente e anular, e quatro padrões de transição.

2.3.2.1 Escoamento Borbulhado

Existe a predominância da fase líquida e discretas bolhas de diâmetro menor que o diâmetro do tubo. Este regime é característico de alta velocidade mássica e baixo título de vapor. Na Fig. 2.10(a) está representado o escoamento borbulhado e na Fig. 2.10(b) o padrão de transição entre o escoamento borbulhado e o *plug*. A principal diferença está no tamanho das bolhas. Inicialmente existem apenas bolhas pequenas e dispersas, e com a junção destas pequenas bolhas surgem pequenos *plugs* ou pistões de vapor.



Figura 2.10 – Escoamento borbulhado: a) bolhas dispersas; b) transição bolhas/*plug*.
Fonte: REVELLIN e THOME (2007).

2.3.2.2 – Escoamento Intermitente

Este regime é caracterizado pela presença de bolhas alongadas. Conforme mostra a Fig. 2.11(a), existe uma fina camada de líquido entre a bolha e a parede superior e *slug* líquido entre as bolhas subsequentes. Revellin e Thome (2007) denominaram as situações onde a bolha apresenta a face frontal arredondada de *slug flow* e denominaram de agitado (*churn flow*) as situações onde a bolha apresenta a face deformada. A Fig. 2.11(b) apresenta a transição entre os escoamentos intermitente e semi-anular.



Figura 2.11 – Escoamento intermitente: a) *slug*; b) *slug*/semianular.
Fonte: REVELLIN e THOME (2007).

2.3.2.3 Escoamento Anular

Neste escoamento ocorre a predominância da fase vapor, porém, existe a formação de uma fina camada de líquido na parede do tubo envolvendo todo o vapor. A Fig. 2.12(a) apresenta o escoamento semi-anular, onde a camada líquida começa a se estabilizar na parede do tubo. Na Fig. 2.12(b), tem-se o escoamento anular agitado, onde ocorre a separação da camada de líquido entre o vapor e a parede do tubo. Após a separação total, obtêm-se o escoamento anular suave ou liso, conforme mostra a Fig. 2.12(c). É possível a existência de pequenas gotículas de líquido na fase anular lisa, neste caso, este escoamento passa a ser denominado de anular misto (anular e névoa).



Figura 2.12 – Escoamento anular: a) semianular; b) anular agitado; c) anular.
Fonte: REVELLIN e THOME (2007).

2.3.3 Mapas de Padrões de Escoamento

Em sistemas bifásicos, com ebulição, é importante prever com precisão os regimes de escoamento que serão observados para uma determinada temperatura e pressão de saturação. A organização de regimes de escoamento em gráficos, denominados mapas de padrões, é uma prática de grande auxílio nesta previsão inicial, pois nestes mapas estão plotadas as linhas de transição entre os regimes. Os mapas podem ser estruturados com eixos adimensionais ou dimensionais conforme a necessidade (GARCIA, 2005). Frequentemente são utilizados parâmetros como velocidade mássica, título de vapor, velocidades superficiais das fases líquida e vapor ou fração de vazio.

Mapas de padrões de escoamento têm sido desenvolvidos e utilizados para a análise dos padrões sob diferentes condições de operação. Estes mapas auxiliam na elaboração de modelos matemáticos para coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão em escoamentos bifásicos.

Devido à menor complexidade, a maioria dos mapas elaborados são para escoamentos adiabáticos, nestes casos, os fluidos mais utilizados são ar-água, nitrogênio-água e ar-óleo (DARIO, 2013; TIBIRIÇA, 2011). A Fig. 2.13 mostra o mapa de padrões de escoamento proposto por Taitel e Dukler (1976) com parâmetros adimensionalizados para canais de escala reduzida. Este mapa foi elaborado através de um método numérico para resolução de equações não-lineares em um processo iterativo. Na figura é possível identificar os padrões anular, estratificado ondulado e liso, intermitente e bolhas dispersas para escoamentos horizontais e com inclinações de até 10° . Da metodologia proposta por Taitel e Dukler (1976) obtiveram-se grandes progressos na área ampliando os estudos em mapas de padrões de escoamento.

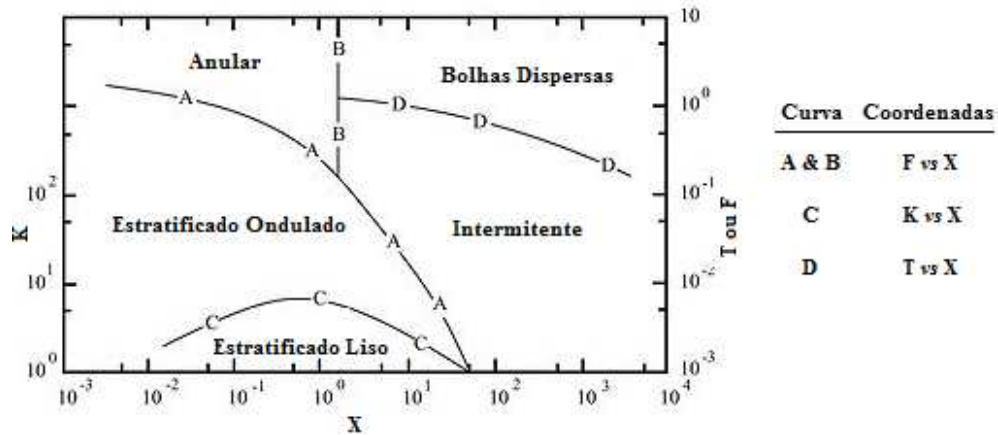


Figura 2.13 – Mapa de padrões para um escoamento horizontal adiabático, onde K, X, T e F são parâmetros adimensionais do modelo.

Fonte: Adaptado de Taitel e Dukler (1976).

O mapa da Fig. 2.14 foi proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) para tubos horizontais de macro escala para D_h de 13,84 mm para o R-22 e R-410A e 8 mm para o R-410A. Os autores separaram o escoamento em oito padrões distintos (intermitente, pistonado, anular, pistonado com estratificado ondulado, estratificado, estratificado ondulado, secagem e névoa) e elaboraram diversos mapas com dados obtidos de experimentos com R-22 e R-410A em tubo com diâmetro interno igual a 13,48 mm, mantendo uma temperatura de saturação de 5°C , variando a velocidade mássica de 70 a $700\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e fluxos de calor variando entre 2 e $57,5\text{ kW}/\text{m}^2$. Devido às particularidades entre os escoamentos em mini, micro e macro tubos, estes mapas são aconselháveis apenas para macro tubos.

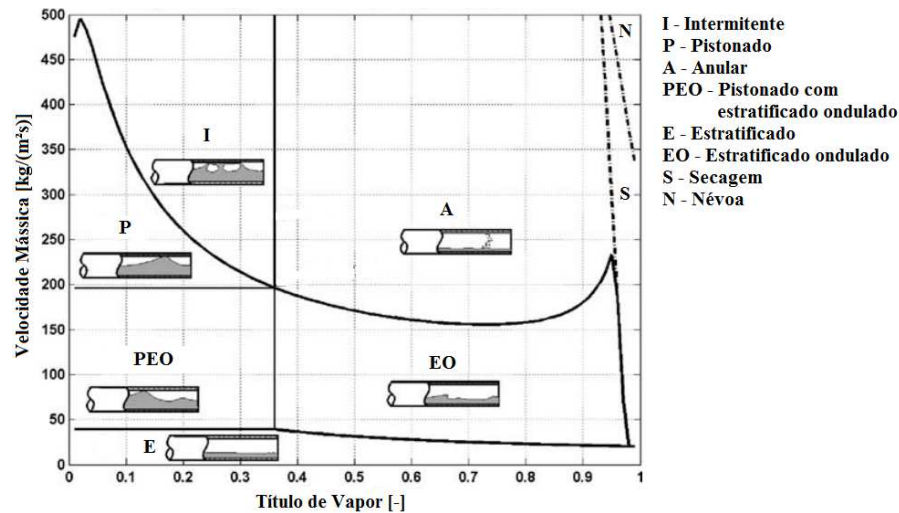


Figura 2.14 – Mapa de padrões de escoamento para tubo horizontal de 13,84 mm, R-22, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $T_{sat} = 5 \text{ °C}$ e $q'' = 2,1 \text{ kW}/\text{m}^2$.
Fonte: Adaptado de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).

Para mini e micro escala Ong e Thome (2011) elaboraram mapas de padrões de escoamento como das Fig. 2.15 e 2.16, baseados em estudos de ebulição em canais de 1,03; 2,2 e 3,04 mm de diâmetro e três diferentes refrigerantes R134a, R236fa e R245fa. Os autores investigaram o efeito do confinamento nos padrões de escoamento e da estratificação do filme líquido para um canal circular horizontal. Três padrões foram identificados: bolhas isoladas (*IB*), bolhas coalescentes (*CB*) e anular (liso e ondulado) (*A*). No primeiro padrão, *IB*, os autores incluíram escoamento em bolhas e bolhas alongadas (*slug-plug* - longas bolhas de vapor separadas por pistões de líquido exibindo efeito da molhabilidade), no segundo, *CB*, pistões – agitado e pistões-anular, e no terceiro, *A*, anular.

Os autores incluíram no modelo números adimensionais como o número de Confinamento buscando capturar efeitos da ebulição em condições confinadas e o número de Froude, Fr , relacionando efeitos inerciais e gravitacionais. A viscosidade do líquido e do vapor, a razão de densidades, e os números de Reynolds, Re , e Weber, We , para capturar efeitos viscosos, de tensão superficial e atrito.

Da análise das figuras é possível perceber uma grande diferença entre os limites dos padrões de escoamento com a variação do diâmetro de 1,03 para 3,04 mm para um mesmo refrigerante e mesma temperatura de saturação. A coalescência de bolhas, por exemplo, no tubo de 1,03 mm ocorre para velocidades mássicas de 200 a 700 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, enquanto que para o tubo de 3,04 mm ocorre na faixa de 400 a 800 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, além disso, as faixas de velocidade mássica e título de vapor para o padrão de bolhas isoladas diminui com a redução do diâmetro do tubo.

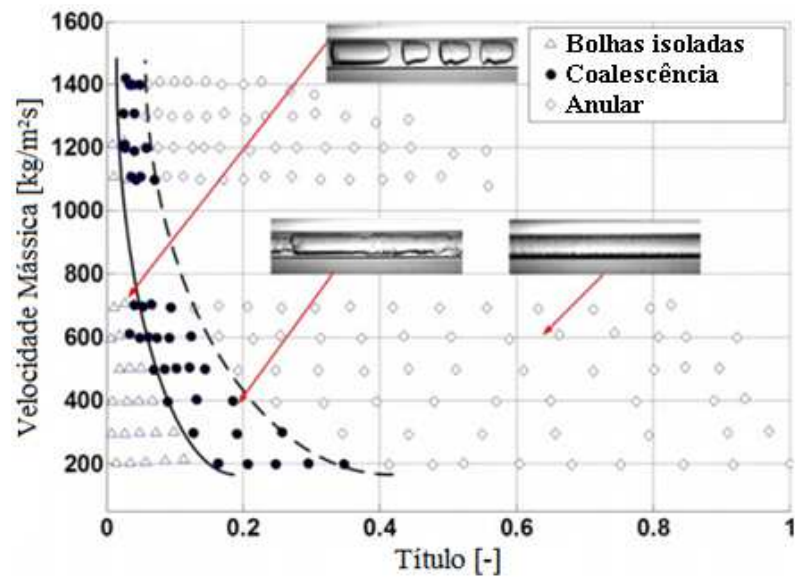


Figura 2.15 – Mapa de padrões de escoamento para um tubo horizontal de 1,03 mm de diâmetro interno, R-236fa e $T_{sat} = 31$ °C.
 Fonte: Adaptado de Ong e Thome (2011)

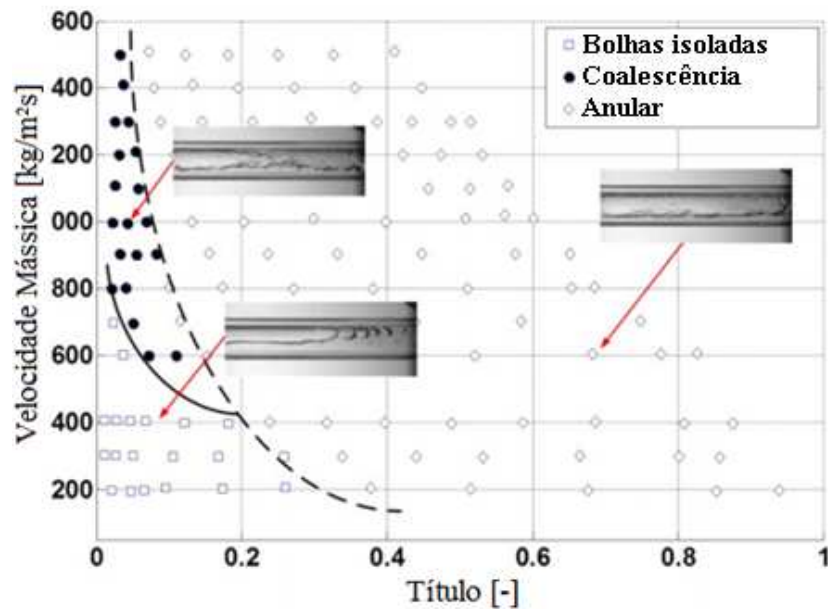


Figura 2.16 – Mapa de padrões de escoamento para um tubo horizontal de 3,04 mm de diâmetro interno, R-236fa e $T_{sat} = 31$ °C.
 Fonte: Adaptado de Ong e Thome (2011)

2.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVO

O coeficiente de transferência de calor, h , é definido pela lei de resfriamento de Newton, conforme Eq. 2.5.

$$q = hA\Delta T \quad (2.5)$$

onde q é a taxa de calor, A é a área da superfície e ΔT é a diferença entre a temperatura da superfície e do fluido.

A redução da resistência térmica, $R = \frac{l}{hA}$, com o aumento no coeficiente de transferência de calor favorece o desempenho de um sistema de resfriamento, sendo um dos grandes desafios à miniaturização da área de contato com a melhora da capacidade do trocador de calor.

Experimentalmente, este coeficiente pode ser obtido a partir da Eq. (2.6):

$$h = \frac{q''}{T_{p,i} - T_f} \quad (2.6)$$

onde $T_{p,i}$ é a temperatura da superfície interna da parede do tubo ou canal e T_f é a temperatura do fluido. Sofre influência da geometria do tubo, da velocidade do escoamento e das propriedades físicas do fluido.

Consolini (2008) realizou testes em ebulição convectiva utilizando o R-134a através de um canal circular de 0,5 mm de diâmetro interno. Na Fig. 2.17a, se pode observar o efeito significativo do fluxo de calor sobre o coeficiente de transferência de calor para uma mesma velocidade mássica, G , conforme aumenta o título de vapor. Com a variação do q'' , o h sofreu variações de 10 a 30 kW/(m²K), para os fluxos de calor de 30 e 154 kW/m², respectivamente. Considerando diferentes velocidades mássicas, na Fig. 2.17b, verifica-se que o h praticamente não varia com x e com G , sendo esta independência observada para os fluxos de calor de 31 e 72 kW/m².

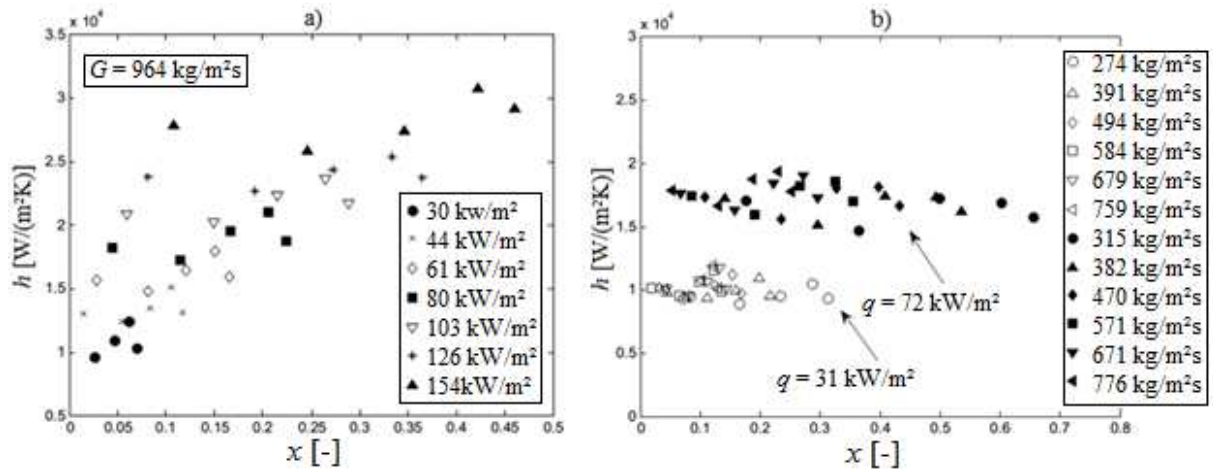


Figura 2.17 – Coeficiente de transferência de calor em função do título de vapor para o R-134a, em micro canal de diâmetro de 0,5 mm, a) diferentes fluxos de calor e b) diferentes velocidades mássicas.

Fonte: CONSOLINI (2008).

A previsão dos valores, em mini e micro escala, do coeficiente de transferência de calor na ebulição convectiva através de correlações ainda é um grande desafio em virtude da existência dos inúmeros parâmetros que afetam o valor de h , como: fluxo de calor, velocidade mássica, temperatura de saturação, título de vapor, fluido refrigerante, orientação do escoamento, diâmetro e formato do canal, vibrações externas, instabilidades no escoamento, rugosidade interna da tubulação, impurezas internas e, conforme Cabral e Ribatski (2010), a adição de nanopartículas ao escoamento.

2.5 QUEDA DE PRESSÃO

A determinação da queda de pressão é um fator importante em micro evaporadores, pois uma boa metodologia para a determinação da queda de pressão resulta no melhor dimensionamento de capacidade de bombeamento do sistema e na previsão das temperaturas e pressões de saturação locais em virtude da queda de pressão ao longo do tubo.

A queda de pressão (Δp) para o escoamento monofásico (Eq. 2.7), em um tubo de seção transversal constante, inclui a perda por atrito (Δp_{at}) e as quedas locais (entrada e saída devido a mudanças de direção ou velocidade) ($\Delta p_{e,s}$).

$$\Delta p = \Delta p_{at} + \Delta p_{e,s} \quad (2.7)$$

A perda por atrito é relacionada ao atrito interfacial fluido-superfície, conforme a Eq. 2.8 de Darcy-Weisbach,

$$\Delta p = f \frac{G^2 L}{2D_h \rho_l} \quad (2.8)$$

onde f representa o fator de atrito e L é o comprimento do tubo.

Um escoamento monofásico é caracterizado por um regime laminar ou turbulento, e este regime é definido pelo número adimensional de Reynolds, Re , através da Eq. 2.9.

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (2.9)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Para tubos lisos, com $Re < 2.300$ tem-se um regime de escoamento laminar e com $Re > 2.300$ o escoamento começa a apresentar perturbações, ou seja, é um regime de transição, que leva a um regime totalmente turbulento para $Re > 10.000$.

No caso de escoamentos laminares no interior de canais circulares, o fator de atrito de Darcy depende apenas do número de Reynolds do escoamento, e é dado pela Eq. 2.10, considerando a lei de Hagen-Poiseuille.

$$f = 4 \left(\frac{16}{Re} \right) \quad (2.10)$$

Para escoamentos turbulentos em tubos lisos e plenamente desenvolvidos, o fator de atrito pode ser obtido pela Eq. 2.11 de Petukhov (1970), que se aplica a faixa $3.000 < Re < 5 \times 10^6$, ou pela correlação proposta por Blasius (1913), Eq. 2.12.

$$f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (2.11)$$

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.12)$$

Para escoamento com região de entrada e escoamento desenvolvido o fator de atrito pode ser obtido pela correlação proposta por Philip (1988), Eq. 2.13.

$$f = ARe^B \quad (2.13)$$

onde A e B são parâmetros adimensionais da correlação de Philips (1988) em função do comprimento total e diâmetro hidráulico do tubo, respectivamente.

Para a queda de pressão em tubos com rugosidade, o fator de atrito pode ser determinado pela Eq. 2.14 de Haaland (1983).

$$f = \left[-1,8 \text{Log}_{10} \left(\frac{6,9}{\text{Re}} \right) + \left(\frac{\varepsilon}{3,7D_i} \right)^{1,11} \right]^{-2} \quad (2.14)$$

onde ε é rugosidade interna absoluta e D_i é o diâmetro interno do tubo.

As quedas de pressão por entrada e saída, devido a contração e expansão do escoamento, podem ser determinadas pela Eq. 2.15.

$$\Delta p_{e,s} = \frac{\rho v^2}{2} \left[\left(\frac{A_{total}}{A_{sec}} \right)^2 (2K_{90}) + (K_c + K_{ex}) + \frac{4fL}{D_h} \right] \quad 2.15$$

onde v é a velocidade média do escoamento, A_{total} é área de escoamento total, A_{sec} é a área de seção reta, K_{90} é o coeficiente de queda em um ângulo de 90° em relação a curva de queda do modelo, K_c é o coeficiente de contração e K_{ex} é o coeficiente de expansão, sendo que os coeficientes K_{90} , K_c e K_{ex} são obtidos através dos diagramas de Kays e London (1984).

Para escoamentos com fluido em ebulição, a queda de pressão ao longo do canal é dada pela composição de três parcelas, uma relacionada ao atrito (Δp_{at}), outra relacionada à aceleração das fases resultante do aumento do volume específico do refrigerante na vaporização (Δp_{ac}), e as quedas locais ($\Delta p_{e,s}$), conforme mostra a Eq. 2.16.

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{at} + \Delta p_{ac} + \Delta p_{e,s} \quad (2.16)$$

A perda de pressão por atrito é obtida experimentalmente, através da subtração entre as quedas total e quedas locais e por aceleração. A queda de pressão por aceleração pode ser determinada pela Eq. 2.17, para os pontos de entrada e saída do tubo,

$$\frac{\Delta p_{ac}}{\Delta z} = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_v\alpha} \right]_s - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_v\alpha} \right]_e \right\} \quad (2.17)$$

onde Δz é a posição longitudinal e α é a fração de vazio.

A fração de vazio de um escoamento bifásico é um parâmetro importante para a análise da queda de pressão (WALTER FILHO, 2010), pode ser obtida a partir da definição do fator de escorregamento, S , e, para o modelo homogêneo com $S = 1$, tem-se que:

$$\alpha = \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x} \right) + 1 \right]^{-1} = \frac{A_v}{A_l - A_v} \quad (2.18)$$

onde A_v é a área ocupada pela fase vapor e A_l é a área ocupada pela fase líquida.

2.6 INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS OPERACIONAIS NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E NA QUEDA DE PRESSÃO

Variações nos principais parâmetros operacionais, como o fluxo de calor, velocidade mássica e temperatura de saturação, T_{sat} , afetam diretamente a transferência de calor e o escoamento durante a ebulição e estas alterações podem ser observadas no coeficiente de transferência de calor e na queda de pressão.

Estudos experimentais de ebulição em canais de diâmetro reduzido realizados por diferentes autores (YAN e LIN, 1998; SAITOH, DAIGUJI e HIHARA, 2005; CHOI *et al.*, 2007; TIBIRIÇÁ e RIBATSKI, 2010; COPETTI *et al.*, 2011) evidenciaram a influência do fluxo de calor, q'' , sobre o coeficiente de transferência de calor, h . Com o incremento de q'' , o h apresenta maiores valores para títulos de vapor inferiores a 0,4. Com o aumento gradual do título de vapor, o coeficiente de transferência de calor tende a diminuir. A Tab. 2.2 apresenta alguns resultados da relação entre fluxo de calor e o coeficiente de transferência de calor, obtidos através de estudos experimentais realizados em canais de diâmetro reduzido.

A velocidade mássica, G , também atua no comportamento do h e da queda de pressão. Conforme o fluido refrigerante e a dimensão do tubo, G pode interferir significativamente no h para $x < 0,8$. A queda de pressão, por sua vez, aumenta com o incremento de G (TRAN *et al.*, 2000; CHOI *et al.*, 2007; CHIN e THOME, 2009; TIBIRIÇA e RIBATSKI, 2010, COPETTI *et al.*, 2013). A Tab. 2.3 apresenta alguns resultados da relação entre a velocidade mássica e a queda de pressão e/ou coeficiente de transferência de calor, obtidos experimentalmente com canais de diâmetro reduzido.

Tabela 2.2 – Estudos sobre os efeitos do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor e queda de pressão durante a ebulição

Autor(es)	Diâmetro interno (mm)	Fluido refrigerante	Resultados
Yan e Lin (1998)	2,0	R-134a	h aumenta expressivamente com $x < 0,2$ e não depende diretamente de q'' se $x > 0,7$
Choi <i>et al.</i> (2007)	1,5 e 3,0	R-22, R-134a e R-744	h sofre grandes alterações para baixos x e consideram a ebulição nucleada como o mecanismo dominante do processo de ebulição
Copetti <i>et al.</i> (2011)	2,6	R-134a	h aumenta para valores de q'' mais elevados e o efeito é mais significativo para $x < 0,4$. A queda de pressão aumenta com o incremento do fluxo de calor q''
Tibiriça e Ribatski (2010)	2,3	R-134a e R-245fa	h aumenta conforme o incremento do q'' . O R-134a apresentou valores superiores ao R-245fa.
Kaew-On e Wongwises (2009)	3,48	R-410A	o fluxo de calor interfere diretamente no h e não interfere na queda de pressão.
Yun, Kim e Kim (2005)	1,08 a 1,54	R-744	com o aumento do fluxo de calor o h aumenta significativamente até a secagem da parede em todos os D_h testados.

Em diâmetros reduzidos, conforme mostra o estudo de Yan e Lin (2008), devido aos efeitos de capilaridade, existe uma predominância dos escoamentos do tipo anular ou pistonado, o que aumenta o coeficiente de transferência de calor nestes trocadores. O h tende a aumentar até o início da secagem da parede e, com o aumento do G , a secagem a parede ocorre para maiores q'' , favorecendo a transferência de calor, porém proporciona maior queda de pressão.

Tabela 2.3 – Estudos sobre os efeitos da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor e queda de pressão

Autor(es)	Diâmetro interno (mm)	Fluido refrigerante	Resultados
Tran <i>et al.</i> (2000)	2,46 e 2,92	R-134a, R-12 e R-113	aumento na queda de pressão com o aumento da velocidade mássica e título de vapor.
Chin e Thome (2009)	1,03	R-134a e R-236fa	h aumenta conforme o aumento da velocidade mássica para o escoamento anular. O comportamento do h foi praticamente igual para os dois refrigerantes.
Tibiriçá e Ribatski (2010)	2,3	R-134a e R-245fa	h sofre dependência de G para $x < 0,8$. Conforme aumenta G ocorre uma redução do x .
Kaew-On e Wongwises(2009)	3,48	R-410A	a velocidade mássica, G , interfere no h e na queda de pressão. Aumentando G observou-se aumento no h e na queda de pressão
Yun, Kim e Kim (2005)	1,08 a 1,54	R-744	a velocidade mássica não interfere significativamente no h em todos os D_h testados

Outro fator de suma importância para o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão é o diâmetro interno do tubo. Quanto menor o diâmetro interno, maior é o h e a

queda de pressão. O coeficiente de transferência de calor aumenta em virtude da maior área de contato por unidade de volume de refrigerante, proporcionando a melhor troca térmica. No entanto, devido ao aumento da tensão de cisalhamento e do fator de atrito observados em diâmetros menores, também ocorre um aumento na queda de pressão (TRAN *et al.*, 2000; SAITOH, DAIGUJI e HIHARA, 2005; SHIFERAW *et al.*, 2007; PAMITRAN *et al.*, 2010). A Tab. 2.4 apresenta alguns estudos experimentais com um único tubo ou canal de diferentes diâmetros.

Tabela 2.4 – Estudos do efeito do diâmetro interno do tubo no coeficiente de transferência de calor e na queda de pressão

Autor(es)	Diâmetro interno (mm)	Fluido refrigerante	Resultados
Saitoh, Daiguji e Hihara (2005)	0,51; 1,12 e 3,1	R-134a	h é maior em diâmetros menores. Foram utilizadas as mesmas condições de G e q'' e houve aumento na queda de pressão com a redução do diâmetro, variando em 20 kPa do menor para o maior diâmetro.
Shiferaw <i>et al.</i> (2007)	2,01 e 4,26	R-134a	h aumenta conforme a redução do diâmetro do tubo para todas as situações de G e q'' .
Pamitran <i>et al.</i> (2010)	0,5;1,5 e 3,0	R-22, R-134a, R-410A, R-290 e R-744	aumento na queda de pressão com a redução do diâmetro interno. O R-134a apresentou maior queda de pressão, seguido por R-22, R-290, R-410A e R-744.
Yun, Kim e Kim (2005)	1,08 a 1,54	R-744	aumento do h com a redução do diâmetro hidráulico para as mesmas condições de testes.

2.7 EBULIÇÃO EM SISTEMAS DE MULTI CANAIS

Nos últimos anos, têm-se intensificado o estudo experimental da ebulição em multi micro ou mini canais de diferentes geometrias e fluidos refrigerantes com o intuito de melhorar a compreensão do fenômeno em estruturas de multi canais paralelos e diferenciar do comportamento de um único canal, através da análise do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão em diferentes condições operacionais.

Tabela 2.5 – Estudos realizados com a ebulição de fluidos em multi micro canais.

Autor	Geometria do canal/ Material	Dimensões (μm) $L^1 \times a^2$	Número de canais	Fluido	Parâmetro estudado
Xu <i>et al.</i> (2005)	Triangular/ Silício	300 x 212	10	Acetona	h
Kosar <i>et al.</i> (2006)	Retangular/ Silício	200 x 264	5	Água	CHF, INS
Chang e Pan (2007)	Retangular/ Silício	99,4 x 76,3	15	Água deionizada	$FP, \Delta p$
Hardt <i>et al.</i> (2007)	Retangular/ Silício	50 x 50 e 30 x 30	300 e 16	2-Propano e Água	FP, INS
Liu e Garimella (2007)	Retangular/ Cobre	276 x 636 e 406 x 1063	25	Água	h
Agostini <i>et al.</i> (2008)	Retangular/ Silício	223 x 680	67	R-245fa e R-236fa	$h, CHF, \Delta p$
Bertsch <i>et al.</i> (2008)	Retangular/ Cobre	762 x 1905	17	R-134a	h, FP
Mauro <i>et al.</i> (2010)	Retangular/ Cobre	199 x 756	29	R-134a, R-246fa e R-245fa	$CHF, \Delta p$
Nascimento <i>et al.</i> (2012)	Retangular/ Cobre	100 x 500	50	R-134a	h

¹Largura e ² altura

A Tab. 2.5, adaptada de Ribatski (2012), apresenta os estudos de ebulição realizados nos últimos anos em multi canais de micro escala, onde foram analisados o padrão de escoamento (FP), as instabilidades (INS), o fluxo de calor crítico (CHF), a queda de pressão (Δp) e o coeficiente de transferência de calor (h). Dos trabalhos citados na tabela, apenas o estudo de Kosar *et al.* (2006) refere-se a escoamento monofásico, os demais abordam a ebulição do fluido nos canais.

É possível verificar na Tab. 2.5 que diversos estudos foram realizados com canais de geometria retangular e estes estudos estão concentrados em tubos de silício ou cobre, com diferentes dimensões do tubo, cujas aplicações estão voltadas para micro eletrônica e sistemas de processamento de dados que necessitam de maior taxa de transferência de calor em virtude da alta taxa de processamento de dados.

Os estudos que serão descritos a seguir referem-se a tubos de multi mini canais paralelos em alumínio extrudado, cujos diâmetros hidráulicos variam de 1,1 a 3,48 mm, cujas aplicações atuais são encontradas em sistemas de condicionamento de ar automotivo, radiadores e alguns sistemas de refrigeração.

Kaew-On e Wongwises (2009) realizaram estudos com o refrigerante R-410A com uma placa com 3 mini canais paralelos de 3,48 mm de diâmetro hidráulico, variando a vazão mássica entre 200 e 400 kg/(m²s), fluxos de calor entre 5 e 14,25 kW/m² e operando com temperaturas de saturação entre 10 e 30 °C. Neste experimento, os autores utilizaram o aquecimento direto através de uma fita resistiva enrolada ao longo do tubo. Como resultados dos testes, foi verificado um incremento do coeficiente de transferência de calor com o aumento do título de vapor até 0,6, velocidade mássica (Fig. 2.18a) e fluxo de calor (Fig. 2.18b). Em relação à queda de pressão, foi observado um aumento da queda de pressão com o incremento da vazão mássica e do título de vapor até $x = 0,8$ (Fig. 2.19a), e não foram observadas mudanças significativas com a variação do fluxo de calor (Fig. 2.19b). O coeficiente de transferência de calor médio máximo atingido nos testes realizados foi de, aproximadamente, 9 kW/(m²K) para $T_{sat} = 10$ °C, $q'' = 14,25$ kW/m² e $G = 300$ kg/(m²s), e, em relação à queda de pressão, atingiu-se um Δp máximo de, aproximadamente, 19 kPa/m para $T_{sat} = 10$ °C, $q'' = 14,25$ kW/m² e $G = 400$ kg/(m²s).

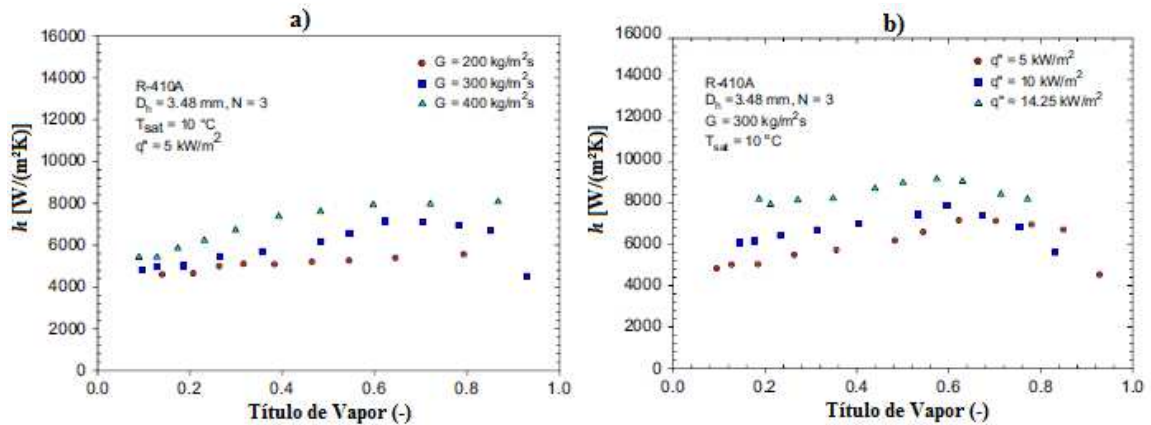


Figura 2.18 – a) Variação do h em função do título de vapor e G e b) variação do h em função do título de vapor e q'' para $T_{sat} = 10\text{ °C}$ e R-410A.

Fonte: KAEW-ON e WONGWISES (2009).

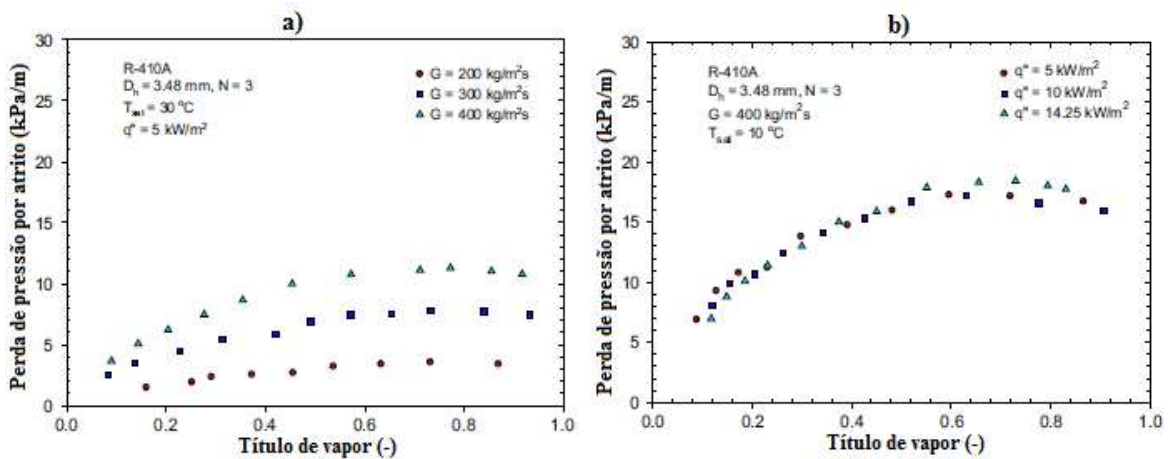


Figura 2.19 – a) Variação da perda de pressão por atrito em função do título de vapor e G e b) Variação da perda de pressão por atrito em função do título de vapor e q'' para o R-410A.

Fonte: KAEW-ON e WONGWISES (2009).

Dois estudos comparativos entre tubos achatados em multicanais de alumínio extrudado com 8 e 14 mini canais paralelos, diâmetros hidráulicos de 1,2 e 1,1 mm, respectivamente, e com o R-134a foram realizado por Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2011 e 2012) analisando o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão. Os dois experimentos realizados utilizaram o aquecimento indireto, utilizando a água como fluido secundário em um arranjo como um trocador duplo tubo.

Nos testes realizados, os autores observaram um aumento do h com a redução da pressão de saturação (Fig. 2.20a) e com o aumento do número de canais (Fig. 2.20b). Com o aumento do número de canais, o h aumentou entre 50 e 70%, atingindo valores máximos de, aproximadamente, 19 kW/(m²K) para o tubo de 14 canais paralelos para $p_{sat} = 4$ bar, $q'' = 65$ kW/m² e $G = 627$ kg/(m²s). Nos estudos envolvendo a queda de pressão, foi

observado um aumento na queda com o incremento da velocidade mássica (Fig. 2.21a) e uma variação muito pequena com o aumento de fluxo de calor e quantidade de canais (Fig. 2.21b). O valor máximo de Δp foi de, aproximadamente, 100 kPa/m, para $p_{sat} = 4$ bar, $q'' = 65$ a 77 kW/m² e $G = 890$ kg/(m²s).

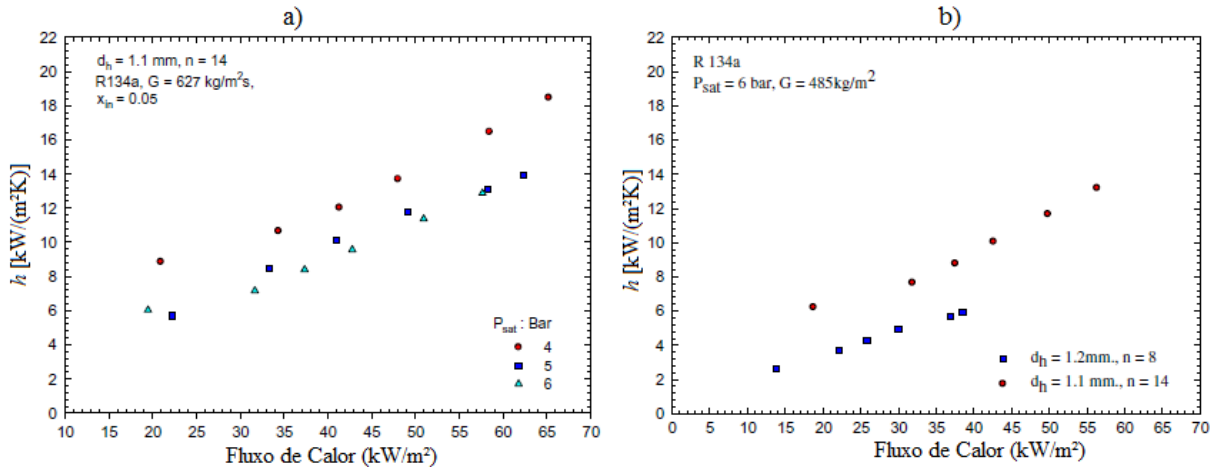


Figura 2.20 – a) Variação do h com o fluxo e calor e pressão de saturação e b) variação do h com o fluxo de calor e número de canais.
Fonte: Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2011).

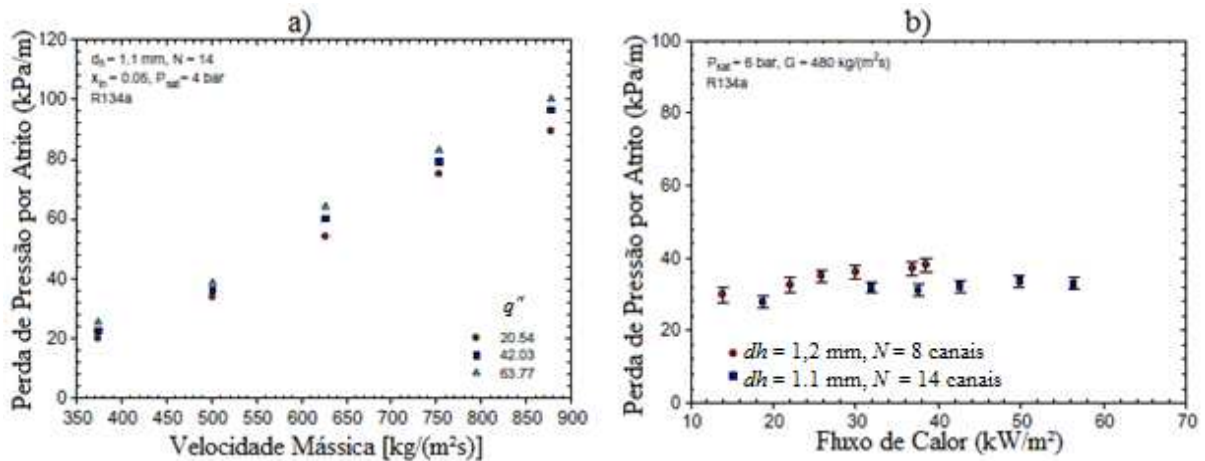


Figura 2.21 – a) Variação da perda de pressão em função da velocidade mássica e fluxo de calor e b) variação da perda de pressão em função do fluxo de calor e número de canais.
Fonte: Adaptado de Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2012).

Zang *et al.* (2014) realizaram um estudo experimental com tubos em multi micro canais com diâmetros hidráulicos variando entre 0,48 e 0,84 mm utilizando água como fluido de trabalho. Neste estudo foi analisado o comportamento do escoamento monofásico, buscando a identificação da transição entre os escoamentos laminar e turbulento. Segundo os autores, a rugosidade relativa, que variou entre 0,29 e 1,06% em relação ao tubo de menor

rugosidade, não influenciou de forma significativa no intervalo de transição, cujo número de Reynolds variou entre 1.200 e 1.600. Neste estudo o aquecimento do fluido foi realizado através de placas metálicas aquecidas através de uma fonte de potência controlada e em contato direto com o tubo. Através deste sistema de aquecimento foi obtida uma boa distribuição de calor ao longo dos canais.

Vakili-Farahani, Agostini e Thome (2013) realizaram um estudo experimental com um tubo de multicanais composto de 7 canais paralelos de 1,47 mm de diâmetro hidráulico e utilizaram os fluidos R-245fa e R-1234ze(E). Os testes realizados foram para temperaturas de saturação entre 30 e 70 °C e velocidades mássica de 50 a 400 kg/(m²s). Foram coletados 3.480 dados para escoamentos monofásicos e bifásicos. O sistema de aquecimento adotado é indireto, utilizando água como fluido secundário.

Os autores verificaram que o método de aquecimento indireto não permitiu uma distribuição uniforme do fluxo de calor ao longo do comprimento do tubo, resultando em oscilações nas temperaturas de parede do tubo e na entrada e saída do fluido. Analisado o coeficiente de transferência de calor, os autores verificaram que o coeficiente aumentou consideravelmente até títulos de vapor da ordem de 0,8, chegando a, aproximadamente, 3.000 W/(m²K), tornando-se estável e, em alguns casos, aumentando gradualmente seu valor à medida que se predomina a secagem da parede, conforme se vê na Fig. 2.22a.

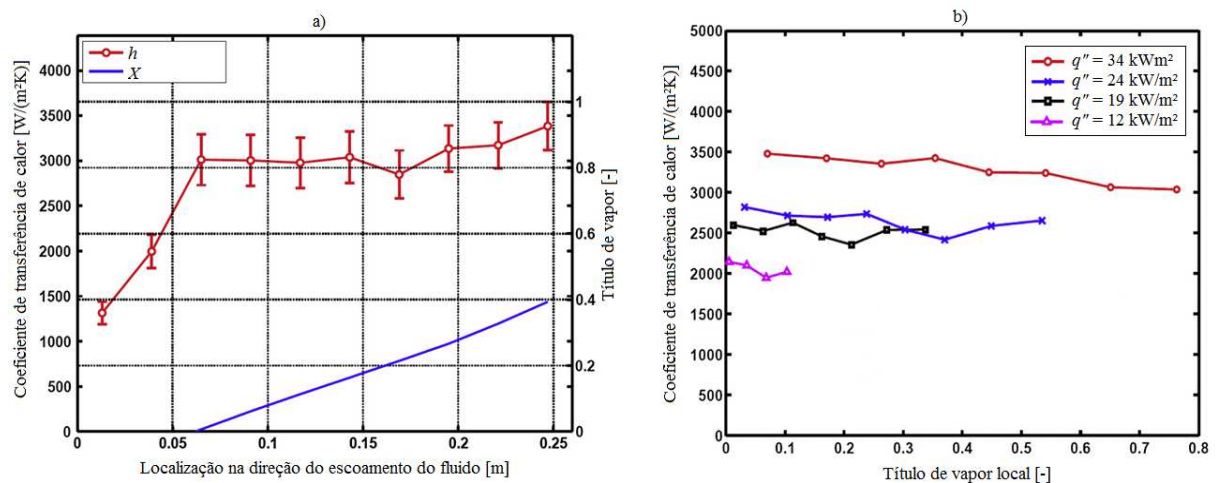


Figura 2.22 – a) Variação do coeficiente de transferência de calor, h , em função do título de vapor, x , e da posição no tubo e b) variação do h em função do x e q'' para o R-245fa,

$$G = 303 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), T_{sat} = 31,5 \text{ °C} \text{ e } T_{\text{água, entrada}} = 58,3 \text{ °C}.$$

Fonte: Adaptado de Vakili-Farahani, Agostini e Thome (2013).

Foi verificado um aumento do h com o aumento da temperatura de saturação, velocidade mássica e fluxo de calor (Fig. 2.22b). Com a variação do q'' foi obtido um

incremento de h de, aproximadamente, 2.000 para 3.500 W/(m²K) com o incremento de fluxo de calor de 12 para 34 kW/m².

Os estudos experimentais descritos neste subcapítulo não apresentam visualização do escoamento, porém os dados foram comparados com mapas de padrões de escoamento e correlações para a previsão destes padrões. Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2011 e 2012), utilizando as correlações de Revellin e Thome (2007), previram que os padrões de escoamento foram bolhas coalescentes, semi-anular e anular, sendo estes dois últimos os padrões predominantes para títulos superiores a 0,1. Os padrões de escoamento de bolhas isoladas, bolhas alongadas e anular foram observados por Vakili-Farahani, Agostini e Thome (2013), no qual utilizaram o mapa de padrões elaborado por Ong e Thome (2011).

2.8 FLUIDOS REFRIGERANTES

Fluido refrigerante é a denominação dada a um fluido cuja finalidade é a retirada de calor de um meio conforme a necessidade. Geralmente são usados em sistemas de refrigeração, onde o fluido muda de fase, vaporiza ou condensa, quando absorve ou libera calor. O uso de um determinado fluido refrigerante depende do objetivo a ser atingido, ou seja, um fluido eficaz para uma aplicação não necessariamente será em outra aplicação.

São diversas as propriedades e características analisadas em um fluido refrigerante. Um mesmo fluido não possui todas as características ideais para a aplicação associadas às pressões e temperaturas de operação, propriedades termo físicas, desempenho energético, além do menor impacto ambiental e segurança de operação. Sendo assim, é necessário estudar o comportamento dos refrigerantes e verificar como se adaptam a aplicações específicas.

Os refrigerantes são classificados conforme a sua composição química, nível de toxicidade e inflamabilidade. Os fluidos podem ser classificados em classes A e B, sendo a classe A para os fluidos onde não foram identificadas toxicidades e B para os fluidos onde existem evidências de toxicidade. Em relação à inflamabilidade, os fluidos são classificados em níveis que variam de 1 a 3. A classificação de nível 1 é para fluidos que não apresentam propagação de chama à temperatura de 18 °C e pressão de 101,325 kPa. A classificação de nível 2, tem baixo índice de inflamabilidade à temperatura de 21 °C e pressão de 101,325 kPa. Os fluidos classificados em nível 3, apresentam altos índices de inflamabilidade nas mesmas condições do nível 2 e possuem poder calorífico superior a 19.000 kJ/kg. Os fluidos R-134a, R-717 (amônia) e R-600a, por exemplo, são classificados como A1, B2 e A3, respectivamente (GODINI, 2014).

Com a questão da necessidade de substituição dos refrigerantes de acordo com o Protocolo de Montreal (1987), que estabeleceu as regras e os prazos para eliminação gradual da produção e do consumo dos refrigerantes CFCs e HCFCs em todo o mundo devido ao Potencial de Degradação da Camada de Ozônio (ODP) destes refrigerantes, soluções de longo prazo têm sido avaliadas, o que inclui o uso de refrigerantes naturais como os hidrocarbonetos (HCs).

Os CFCs são formados pelos elementos cloro, flúor e carbono. São exemplos de CFCs: R-11, R-12, R-502, entre outros. Estes refrigerantes tem alto ODP e vêm sendo eliminados e substituídos. O refrigerante R-11 foi substituído pelo R-123, o R-12 foi substituído pelo R-134a e o R-502 foi substituído pelo R-404A (DUPONT, 2011).

Os HCFCs têm alguns dos átomos de cloro substituídos por átomos de hidrogênio. São exemplos destes: R-22, R-141b, entre outros. O R-22 vem sendo substituído pelo R-410A.

Os HFCs são compostos por hidrogênio, flúor e carbono e são exemplos: R-134a, R-404A, entre outros. Estes refrigerantes têm ODP zero, porém o Potencial de Aquecimento Global (GWP) pode ser elevado. O Protocolo de Quioto (1997) limita as emissões dos gases que provocam o efeito estufa e entre eles estão os HFCs.

Os HCs são formados apenas por moléculas de hidrogênio e carbono. São exemplos: R-600a (isobutano), R-290 (propano), R-1270 (propileno), entre outros. Também como refrigerantes naturais importantes estão o R-717 (amônia) e o R-744 (CO₂). Estes refrigerantes têm ODP zero e GWP desprezível, mas alguns podem ser inflamáveis.

A Tab. 2.6 apresenta valores de ODP, GWP e tempo de vida na atmosfera para alguns fluidos refrigerantes.

2.8.1 Isobutano R-600a

Como alternativa para os CFCs e HCFCs, o isobutano R-600a é uma opção de grande expressividade devido aos seus índices de ODP e GWP de 0 e 8, respectivamente, além de suas vantagens de operação em um sistema de refrigeração se comparado com outros fluidos refrigerantes, como menores pressões e menor quantidade de carga necessária, em função de seu maior volume específico, entre outros (Copetti *et al.*, 2005).

Tabela 2.6 – Impacto ambiental de alguns refrigerantes.

Refrigerante	Classe	ODP	GWP	Tempo de vida na atmosfera (anos)
R-12	CFC	1,0	8.500	100
R-22	HCFC	0,05	1.700	11,9
R-134a	HFC	0	1.300	13,4
R-290	HC	0	20	0,041
R-407C	HFC	0	1.600	-
R-410A	HFC	0	1.890	-
R-600a	HC	0	8	0,016
R-717	HC	0	0	< 0,02
R-744	HC	0	1	>50

Fonte: CALM e HOURAHAN (2011).

O isobutano possui excelentes propriedades termodinâmicas, baixo peso molecular, compatibilidade com diversos lubrificantes disponíveis no mercado e possui grandes reservas naturais.

O R-600a era utilizado na refrigeração doméstica até a década de 40, porém deixou de ser utilizado devido ao seu índice de inflamabilidade e ao surgimento dos refrigerantes sintéticos. Após mudanças nos projetos propostos nos Protocolos, o isobutano voltou a ser um refrigerante a ser analisado e aplicado e, atualmente, já é amplamente utilizado como fluido refrigerante em refrigeradores domésticos no continente europeu (EMBRACO, 1996).

Conforme as revisões de Thome *et al.* (2008) e Cavallini, Del Col e Rossetto (2013), diversos estudos têm sido realizados envolvendo fluidos refrigerantes naturais, sendo que os mais estudados são a amônia e o CO₂. O R-600a têm sido estudado com algumas misturas com outros fluidos refrigerantes com a finalidade de otimizar a troca térmica. Yoon *et al.* (2012) buscaram a otimização da performance de um refrigerador doméstico utilizando o R-600a e outras misturas de hidrocarbonetos, conseguindo uma redução no consumo de energia de 14,2% e 18,6%, respectivamente. Uma análise comparativa de condensação entre os fluidos R-290, R-600a, R-134a e R-22 em tubos horizontais foi realizada por Lee e Son (2010). O estudo foi realizado com tubos horizontais de diâmetros internos de 10,07; 7,73; 6,54 e 5,8 mm. Como resultado, o R-290 e o R-600a apresentaram, em média, coeficiente de transferência de calor 12% superior em todos os testes realizados. Outro estudo comparativo, de característica evaporativa, entre o R-600a e o R-134a foi realizado por Hsieh, Jang e

Tsai (2003) utilizando um tubo de cobre de 10,6 mm de diâmetro interno. Variando o fluxo de calor de 9,1 até 31,2 kW/m² e variando a velocidade mássica entre 82,3 e 603,3 kg/m²s, o R-600a apresentou coeficiente de transferência de calor e queda de pressão superiores ao R-134a, principalmente os coeficientes de transferência de calor locais para títulos de vapor de até 0,4.

Lee *et al.* (2005) realizaram testes em tubos horizontais de 9,2 e 12,7 mm de diâmetro interno utilizando propano, isobutano e propileno. Os autores verificaram que o isobutano apresentou coeficiente de transferência de calor superior ao R-22, e que o coeficiente variava conforme o aumento do fluxo de massa. Shin, Kim e Ro (1997) também verificaram o coeficiente de transferência de calor do isobutano superior ao R-22 em estudos realizados em um tubo horizontal de 7,2 mm de diâmetro interno. Os resultados mostraram que o coeficiente de transferência de calor possui grande dependência do fluxo de calor para baixos títulos de vapor e esta dependência é desprezível para títulos de vapor elevados.

Copetti, Macagnan e Zinani (2013) realizaram um estudo experimental com o R-600a em um tubo horizontal de 2,6 mm de diâmetro interno com condições de fluxo de calor entre 44 e 95 kW/m² e velocidade mássica variando entre 240 a 440 kg/(m²s), mantendo-se uma temperatura de saturação de 22 °C. O R-600a, comparado ao R-134a, apresentou maior coeficiente de transferência de calor, devido a suas propriedades, como alta condutividade térmica e baixa viscosidade. Os autores verificaram também que nas condições analisadas as correlações propostas por Kandlikar e Balasubramanian (2004) e Bertsch *et al.* (2009) obtiveram a maior aproximação dos dados experimentais. Com o estudo realizado, foi possível ampliar o banco de dados existente na literatura para o isobutano.

Nas Figs 2.23 e 2.24 se apresentam as pressões e o calor de vaporização para diferentes refrigerantes, que são características importantes relacionadas ao desempenho dos fluidos no sistema.

Conforme a Fig. 2.23, o isobutano, se comparado com os refrigerantes plotados no gráfico, R-134a, R-22 e R-717, opera a menores pressões de evaporação em todas as faixas de temperatura.

Na Fig. 2.24, é possível verificar que o isobutano apresenta maior entalpia de vaporização se comparado com o R-134a e R-22 e menor se comparado ao R-717. A alta entalpia de vaporização do R-600a proporciona maior absorção de energia térmica durante a mudança de fase.

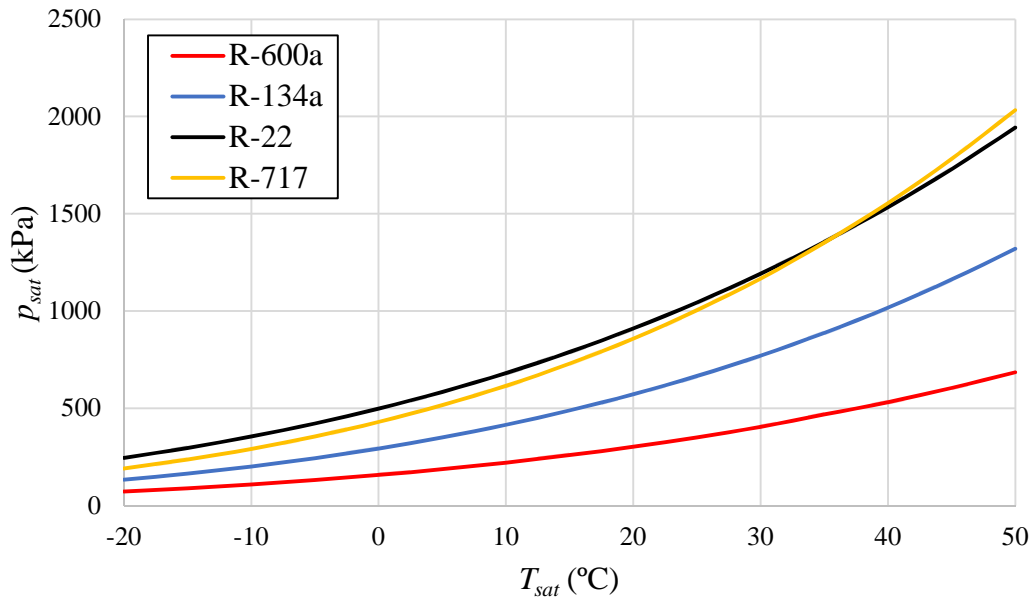


Figura 2.23 – Pressão e temperatura de saturação dos refrigerantes R-600a, R-134a, R-22 e R-717.

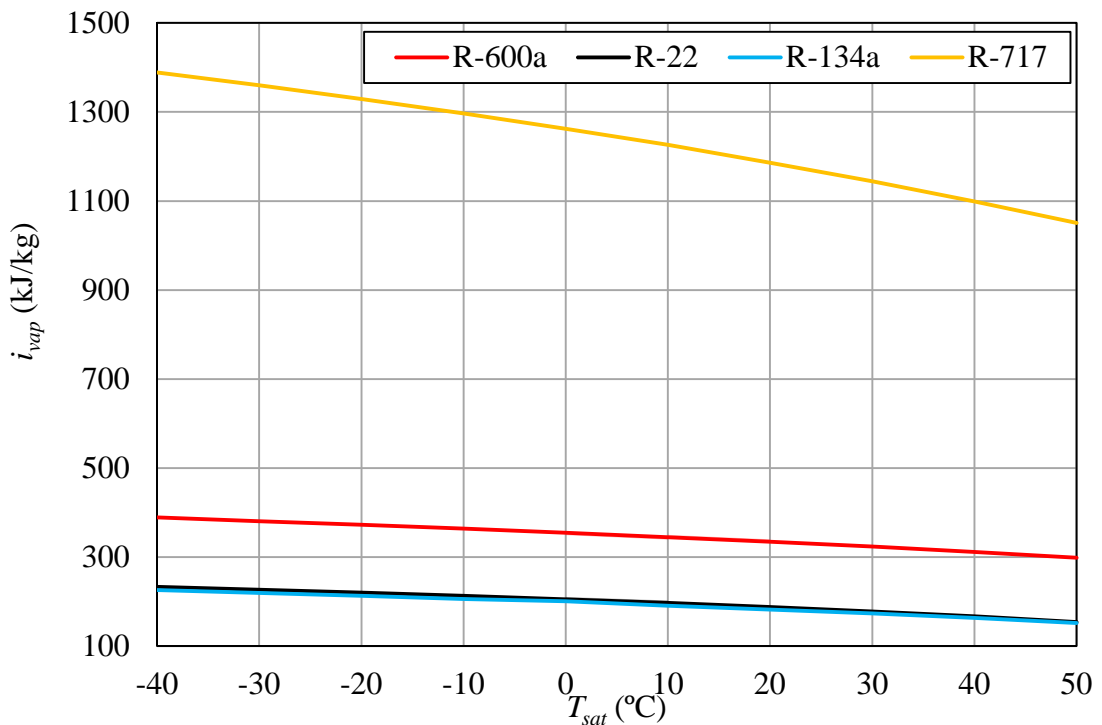


Figura 2.24 – Entalpia de vaporização e temperatura de saturação dos refrigerantes R-600a, R-134a e R-22.

A utilização segura do R-600a em mini canais é favorecida pela maior relação área de contato por unidade de volume destas geometrias, ou seja, maior compactidade, que melhora o desempenho do sistema, associada às características de menor pressão de operação e menor carga de refrigerante.

Com a redução do diâmetro do tubo aumenta a capacidade de operação do sistema para elevadas pressões. A resistência do tubo é inversamente proporcional ao seu diâmetro, ou seja, com a redução do diâmetro aumenta-se a resistência do tubo.

3 ESTUDO EXPERIMENTAL – METODOLOGIA

Este capítulo é destinado à apresentação e descrição do estudo experimental e a metodologia empregada, desde a descrição do aparato experimental, programa de testes e a metodologia do tratamento dos dados que serão obtidos. Os testes de ebulição do refrigerante R-600a foram realizados em um sistema de multi mini canais paralelos, com o objetivo de determinar o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão sob determinadas condições operacionais.

3.1 A BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental de ebulição consiste de um circuito fechado, conforme a Fig. 3.1, onde o refrigerante passa por um pré-aquecedor, que estabelece a condição inicial de ebulição na seção de teste e após passa por uma seção de visualização do escoamento. Esta bancada foi adaptada para incluir o novo sistema de testes, em paralelo ao já existente, o qual consistia de um tubo circular de 2,6 mm de diâmetro interno. Na Fig. 3.1, a parte pontilhada faz parte do circuito anterior, e a parte detalhada é o circuito novo. Válvulas do tipo esferas são utilizadas para selecionar um ou outro circuito.

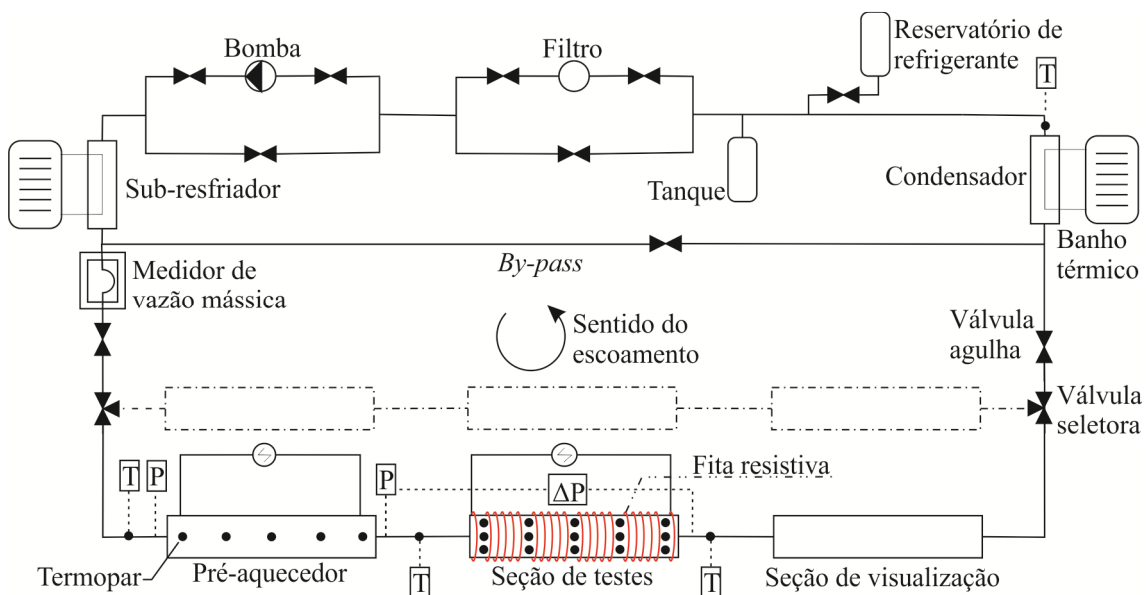


Figura 3.1 – Esquema da bancada de teste para estudo de ebulição de refrigerantes em mini canal individual (pontilhado) e multi mini canais paralelos.

O novo circuito utiliza na seção de teste um tubo de multi mini canais de alumínio extrudado (Hydro Alumínio – tubos MPE). Estes tubos permitem a construção de trocadores de calor de alta eficiência, com elevada área da superfície de transferência de calor por unidade de volume e suportam altas pressões. O fluido de trabalho comumente utilizado é o R-134a, mas podem ser aplicados a outros refrigerantes como CO₂ e R-600a. São leves e indicados para aplicação de aquecimento, condicionamento de ar automotivo e segmento de refrigeração, principalmente nos condensadores. A Fig. 3.2 apresenta os tubos em alumínio extrudado e os trocadores de calor encontrados no mercado desenvolvidos com estes tubos.

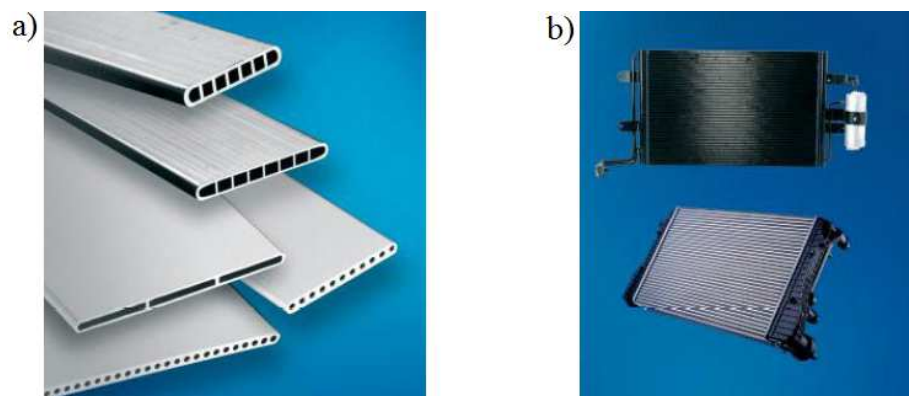


Figura 3.2 – a) Tubos de multi mini e micro canais em alumínio extrudado
b) Aplicações em radiadores automotivos.
Fonte: Catálogo Hydro Oficial (2009).

O tubo utilizado neste trabalho contém 7 canais, sendo os 5 centrais retangulares de 1,83 mm x 1,23 mm e os 2 canais externos com uma semicircunferência de raio igual a 0,63 mm. Uma foto do perfil do tubo de multi mini canais é apresentada na Fig. 3.3.



Figura 3.3 – Imagem real do perfil do tubo de multi mini canais paralelos

Conforme capítulo anterior, são propostas algumas classificações para mini e micro canais. Para o diâmetro hidráulico do canal de 1,47 mm, foram calculados os números de confinamento, Co , (Eq. 2.1), a constante de Laplace, La , (Eq. 2.2) e o número de Eötvos, EO , (Eq. 2.3) para uma temperatura de saturação de 20 °C e foram encontrados $Co = 1,007$, $La = 0,00141$ e $EO = 0,987$, indicando que os canais do tubo testado podem ser considerados como micro canais, e conforme a classificação de Kandlikar (2001) e Kandlikar e Grande (2003) (Tab. 2.1), o tubo pode ser considerado como mini canal.

A bancada foi projetada para testar diferentes fluidos refrigerantes sob diversas condições de escoamento.

Cada um dos circuitos da bancada (Fig. 3.1) é composto pela seção de pré-aquecimento (pré-aquecedor – PA), a seção de testes (ST) e a seção de visualização (SV). Como parte comum dos dois circuitos, tem-se, dois banhos térmicos, um condensador, um reservatório de líquido, um tanque de refrigerante, um filtro de secagem, uma bomba e um sub-resfriador.

A Fig. 3.4 apresenta uma imagem da bancada de testes, seus principais componentes e a instrumentação. Os componentes da bancada são apresentados e descritos a seguir.

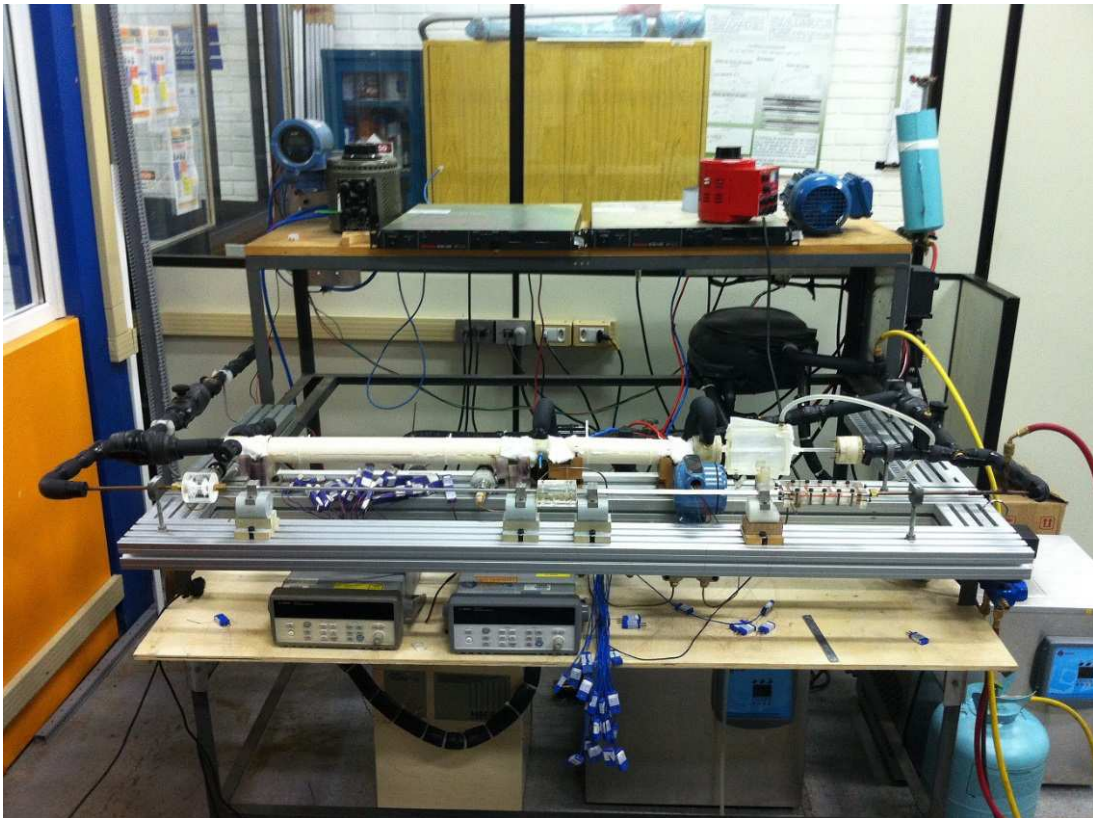


Figura 3.4 – Visão geral da bancada de testes de ebulição.

3.1.1 Pré-Aquecedor

O pré-aquecedor, PA, tem como função estabelecer as condições de entrada do fluido refrigerante na seção de testes. O PA é um tubo de aço inoxidável com diâmetros externo e interno iguais a 6 mm e 4,4 mm, respectivamente. Possui comprimento de 465 mm e rugosidade interna absoluta de 1,03 μm , medida por um rugosímetro da marca STARRETT, modelo SR200. O PA é aquecido por efeito Joule através de uma fonte de potência ajustável e, conforme mostra a Fig. 3.5, nos pontos em vermelho, são colocados cinco termopares do tipo T fixados na parede externa do tubo para medidas da temperatura.

O refrigerante entra no PA como líquido subresfriado e alcança a condição de saturação até a saída. Esta condição define o título de vapor na entrada da seção de teste e varia conforme o fluxo de calor imposto no PA.

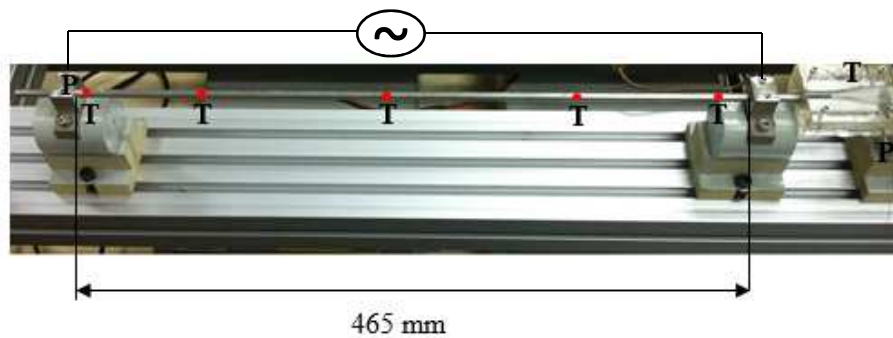


Figura 3.5 – Pré-aquecedor

3.1.2 Seção de Teste

A seção de testes, ST, é a seção onde o refrigerante está em ebulição e será analisada a transferência de calor e a queda de pressão. A ST é constituída pelo tubo de alumínio extrudado de multi mini canais paralelos com 296 mm de comprimento, conforme a Fig. 3.6. A seção transversal do tubo (Fig. 3.3) tem 1,97 mm de altura e 16,48 mm de largura com 7 canais paralelos, cujo diâmetro hidráulico de cada canal é de 1,47 mm e rugosidade interna média absoluta¹ de 0,295 μm . A área de escoamento de todos os canais é de 15,45 mm^2 e o perímetro interno total é de 44,28 mm. Foram fixados 15 termopares na parede superior do

¹ A rugosidade interna absoluta foi determinada pelo Laboratório de Metrologia Dimensional da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC/EMC.

tubo, três termopares em cada uma das 5 posições diferentes ao longo do comprimento do tubo, conforme representado na Fig. 3.6.

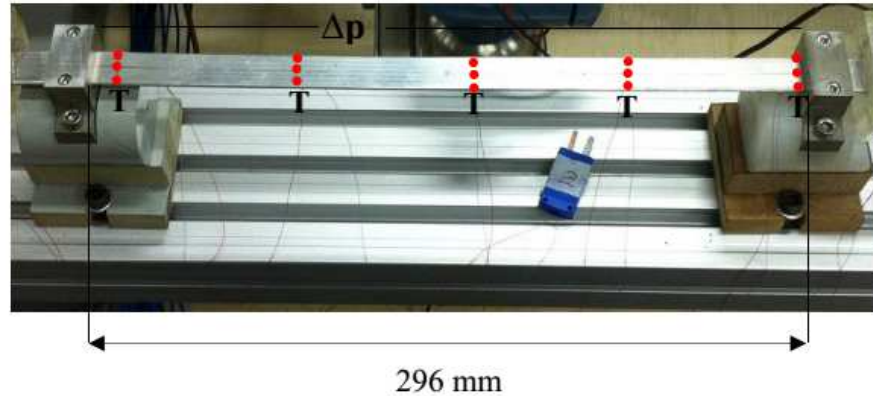


Figura 3.6 – Seção de teste: tubo de multi mini canais paralelos

O aquecimento na seção de teste é feito de forma direta, utilizando uma fita resistiva de 2 m de comprimento enrolada ao longo do tubo de multi canais, conforme mostrado na Fig. 3.7. A fita resistiva é aquecida utilizando um varivolt da marca STP, modelo VM 215, para proporcionar o fluxo de calor necessário à ebulição do refrigerante. Para evitar o contato elétrico da fita resistiva com o tubo em alumínio extrudado, o tubo foi revestido com camadas de fita kapton. Ambos, PA e ST, são termicamente isolados com lã de vidro e borracha elastomérica para minimizar a troca térmica com o ambiente.

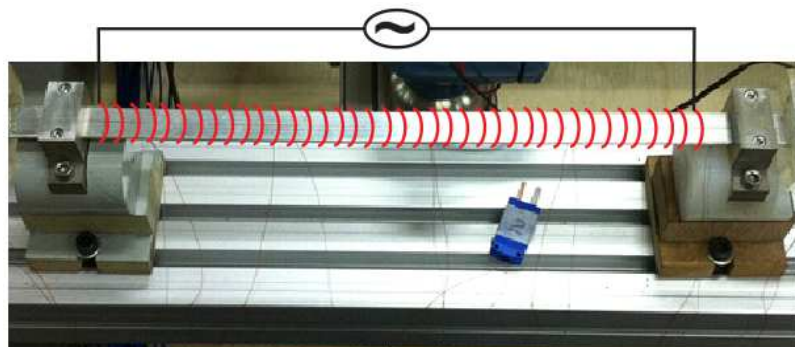


Figura 3.7 – Seção de testes: tubo multi canais com a fita resistiva.

A conexão entre o PA e a ST é apresentada na Fig. 3.8. Esta conexão é feita em policarbonato e seu desenho na forma de canal divergente foi realizado para proporcionar a melhor distribuição entre os mini canais da ST com a menor queda de pressão na mudança de geometria. Nesta conexão estão posicionados transdutores de pressão absoluta e diferencial e

um termopar para medir a temperatura do refrigerante na entrada da ST e foi vedada com adesivo epóxi da marca POLY HOOBY.

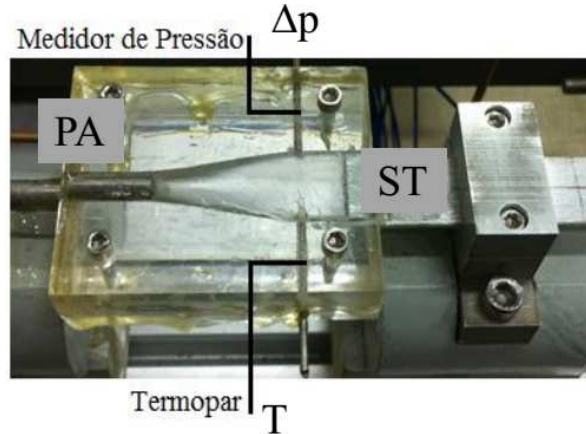


Figura 3.8 – Conexão entre o PA e a ST.

3.1.3 Seção de Visualização

A seção de visualização, SV, mostrada na Fig. 3.9, é constituída por uma estrutura em policarbonato com os canais da ST visíveis para a análise dos padrões de escoamento sob diferentes condições de fluxo de calor e vazão. O registro de imagens e vídeos dos padrões foi feito com uma câmera digital de alta velocidade da marca MOTION PRO, modelo Y4-S1, capaz de capturar até 3.000 imagens por segundo em resolução máxima. A região de visualização possui um comprimento de 32 mm e, após a passagem por esta seção, o fluido refrigerante escoava novamente através de um tubo circular de cobre com diâmetros externo e interno de 6 e 4,4 mm, respectivamente, fazendo o circuito da bancada. A descrição da montagem da SV e os testes dos protótipos realizados encontram-se no Apêndice C.

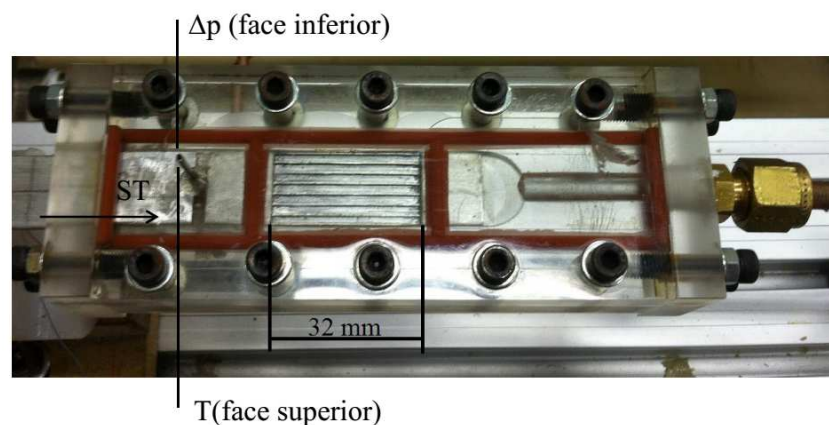


Figura 3.9 – Seção de visualização.

3.1.4 Reservatório de Fluido Refrigerante

Um reservatório de fluido refrigerante R-600a é conectado ao circuito da bancada, cuja função é atuar como um regulador de pressão para manter estáveis as condições de operação do sistema. Também foi incluído no circuito um vaso de refrigerante líquido para manter a pressão estática da sucção da bomba constante. Este procedimento assegura que a bomba trabalhe uniformemente e sob imersão, evitando a cavitação.

3.1.5 Filtro de Secagem

A bancada possui um filtro de secagem da marca FRIGELAR, modelo 100x1/4”R com capacidade máxima de 3.447 kPa. Este filtro é acoplado a um *by-pass* após a saída do tanque do fluido refrigerante. Através da bomba, o fluido circula pelo sistema durante alguns minutos para a sua filtragem e, após a filtragem, o *by-pass* é fechado e o fluido circula diretamente entre o reservatório e a bomba.

3.1.6 Bomba

A circulação do fluido refrigerante é feita através de uma bomba de engrenagens magnética da marca TUTHILL, acoplada a um motor elétrico WEG e controlada através de um inversor de frequência da marca WEG, modelo CFW 500, cujo controle pode ser feito com precisão de décimos de frequência.

3.1.7 Condensador e Sub-resfriador

O condensador, posicionado logo após a saída da SV, é um trocador de calor duplo tubo, onde o refrigerante é condensado através de uma solução de água e etileno glicol, cuja temperatura é controlada por banho térmico (QUIMIS, modelo Q214M2).

Para garantir a condensação total do fluido refrigerante, compensando o aumento de temperatura que usualmente ocorre quando o refrigerante passa pela bomba, e assegurando a entrada de líquido comprimido no PA existe um sub-resfriador. Este é também um trocador de calor duplo tubo que usa a solução água e etileno-glicol como fluido secundário, cuja temperatura é controlada por um banho térmico (MICROQUÍMICA, modelo MQBMP-01).

3.1.8 Fonte de Corrente Contínua

Para o aquecimento do PA é utilizada uma fonte de corrente contínua da marca SORENSEN, modelo DCS 8-125E de 1 kW de potência. A fonte alimenta a seção de forma independente e permite trabalhar com tensões de até 8 V e correntes contínuas de até 125 A. Este equipamento apresenta uma incerteza de $\pm 0,1\% + 12 \text{ mA}$ para corrente elétrica e $\pm 0,1\% + 500 \text{ mV}$ para tensão.

3.1.9 Varivolt

Para o aquecimento da ST é utilizado um varivolt de corrente alternada da marca STP, modelo VM 215. A fonte alimenta a seção de forma independente e permite trabalhar com tensões de até 240 V e corrente alternada de até 6,3 A. Por ser um equipamento sem visor digital, a leitura da potência fornecida é realizada através de um medidor da marca FLUKE, modelo 43B, cuja incerteza de leitura é de $\pm 2\%$.

3.1.10 Sistema de Aquisição de Dados

Para a aquisição dos dados, é utilizado um multímetro da marca Agilent, modelo 34970A, conectado a um *desktop* via porta RS232. O multímetro utiliza o *software BenchLink Data Logger* da Agilent. Este *software* é utilizado para a aquisição de dados de temperaturas, pressões e vazão mássica dos experimentos realizados.

3.1.11 Instrumentação da Bancada

Este subcapítulo destina-se à apresentação e descrição dos instrumentos de medição da bancada de testes, como o medidor de vazão mássica, os transdutores de pressão absoluta e diferencial e os termopares.

3.1.11.1 Medidor de Vazão Mássica

A vazão mássica do sistema é medida por um medidor de vazão tipo *Coriolis* da marca MICROMOTION, modelo CMF010, cuja capacidade de leitura é de até 30 g/s. O sinal de saída do medidor é na faixa de 4 a 20 mA, e a incerteza é de $\pm 0,005 \text{ g/s}$.

3.1.11.2 Transdutores de Pressão

No PA estão instalados dois transdutores de pressão absoluta, um na entrada e outro na saída. A medida de pressão na saída do PA é considerada a pressão de entrada na ST. Estes transdutores de pressão são da marca KELLER, modelo PAA-33X, cuja faixa de operação é de até 3000 kPa, emitindo sinais de 0 a 10 V e incerteza de $\pm 0,1$ %.

Na ST foi instalado um transdutor diferencial de pressão da marca ROSEMOUNT, modelo 300S2, cuja faixa de operação é de até 10 kPa, emitindo um sinal de dados na faixa de 4 a 20 mA e incerteza de $\pm 0,1$ %. Com estas medidas a pressão de saída da ST fica também determinada.

3.1.11.3 Termopares

Estão instalados na bancada um total de 23 termopares do tipo T (Cobre-Constantã), da marca OMEGA ENGINEERING ($D = 0,076$ mm) com a finalidade de medir temperaturas na parede dos tubos e do fluido refrigerante.

Três termopares foram encapsulados para medir a temperatura diretamente no fluido refrigerante, na entrada do PA, na saída do PA (entrada da ST) e na saída da ST. Os demais termopares foram fixados na parte externa do PA e da ST para medir a temperatura da parede do tubo. A fixação foi realizada com um adesivo termo condutor e isolante elétrico da marca LOCTITE, kit 315, sendo 5 no pré-aquecedor e 15 na seção de testes.

Todos os termopares foram calibrados utilizando como parâmetro um termômetro analógico de referência, calibrado com divisões de $0,1$ °C. Com a metodologia de calibração, foram geradas curvas independentes para cada termopar conforme a Eq. 3.1. As equações de cada termopar, bem como o processo detalhado de calibração, encontram-se no apêndice A.

$$T_{ref} = \theta T_{term} + \beta \quad (3.1)$$

onde T_{ref} é a temperatura medida com o termômetro de referência, T_{term} é a temperatura medida pelo termopar e θ e β são os coeficientes de ajuste da curva.

3.2 CARACTERIZAÇÃO DO TUBO DE MULTI MINI CANAIS PARALELOS EM ALUMÍNIO EXTRUDADO

O tubo de multi canais em alumínio extrudado da ST possui um comprimento de 296 mm. A Fig. 3.10 apresenta o tubo com as dimensões internas e externas e a Tab. 3.1 apresenta as características geométricas do tubo.

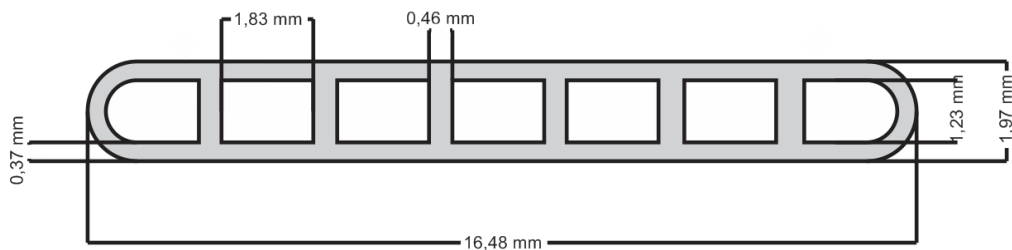


Figura 3.10 – Dimensões do tubo de multi mini canais paralelos

Tabela 3.1 – Características geométricas do tubo de multi mini canais paralelos

Diâmetro Hidráulico, D_h (mm)	1,47
Perímetro Interno Total, $P_{i,total}$ (mm)	41,71
Raio Externo, r_{ext} (mm)	0,99
Raio Interno, r_i (mm)	0,62
Área de Escoamento Total, $A_{esc,total}$ (mm ²)	15,45
Área de Superfície Interna, $A_{sup,i}$ (mm ²)	12470,09
Volume Sólido, V_{sol} (mm ³)	4804,44

3.3 PROGRAMA DE TESTES

3.3.1 Testes monofásicos

Inicialmente foram realizados testes monofásicos para validar a bancada experimental. Foram quantificadas as perdas de calor no PA e na ST para diferentes condições de aquecimento. Também foi avaliada a perda de pressão por atrito em testes adiabáticos para diferentes condições de vazão e comparados os resultados do fator de atrito experimental com aqueles dados por correlações. Em testes diabáticos no PA e na ST utilizando diferentes potências foram calculados os coeficientes de transferência de calor e comparados com os teóricos dados pelas correlações.

Nestes testes foi possível verificar o regime de escoamento através do número de Reynolds (Re), calcular o fator de atrito, f , o número de Nusselt (Nu) e o coeficiente de transferência de calor, h . Desta forma foi possível verificar a consistência entre os dados teóricos e os dados experimentais coletados, o que proporciona maior credibilidade às medidas posteriores realizadas com escoamento bifásico.

3.3.2 Testes de ebulição

Os testes de ebulição têm por objetivos avaliar a transferência de calor e a queda de pressão no tubo multi canais e os efeitos do fluxo de calor e da velocidade mássica. Além disso, verificar a distribuição do escoamento e do calor e como isto pode alterar os resultados e analisar os padrões de escoamento através das imagens registradas.

Para isto foram realizados testes considerando faixas de variação da velocidade mássica de 50 a 200 kg/(m²s) e do fluxo de calor de 5 a 27 kW/m². Os testes foram realizados com a temperatura e pressão de saturação fixas. As variações do fluxo de calor no pré-aquecedor permitiram variar o título de entrada na seção de teste. A Tab. 3.2 apresenta os valores que foram considerados para cada parâmetro analisado.

Tabela 3.2 – Condições de operação dos testes de ebulição

Fluxo de Calor no PA, q'' (kW/m ²)	7, 13, 20, 26, 33 e 40
Fluxo de Calor na ST, q'' (kW/m ²)	5, 10, 15, 20 e 30
Velocidade Mássica, G (kg/m ² s)	50, 100 e 200
Temperatura de Saturação, T_{sat} (°C)	20
Pressão de Saturação, p_{sat} (kPa)	302

Através deste programa de testes, combinando as condições de fluxo de calor no PA, ST e velocidade mássica, foi possível obter 90 configurações distintas. Para cada configuração foram realizadas 50 medidas, com intervalo de 3 s entre cada medida, e, após, foi determinada a média dos valores medidos para cada uma das situações.

A velocidade mássica é obtida pela razão entre a vazão mássica (\dot{m}) e a área de escoamento total ($A_{esc,total}$) do fluido e o fluxo de calor é obtido através da razão entre a taxa de calor (q) e a área de superfície interna ($A_{sup,i}$) do tubo, conforme as Eq. 3.2 e 3.3, respectivamente.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{esc,total}} \quad (3.2)$$

$$q'' = \frac{q}{A_{sup,i}} \quad (3.3)$$

3.4 TRATAMENTO DE DADOS

Nos testes realizados, foram coletados dados de temperaturas, pressões, vazão mássica e potência. As propriedades termodinâmicas do isobutano foram obtidas através do software REFPROP (LEMMON, McLINDEN, 2007). As temperaturas locais ao longo do comprimento da ST foram obtidas através da média aritmética das temperaturas registradas pelos termopares da parede externa do tubo em cada uma das cinco posições.

Para uma análise mais detalhada, foi calculado o coeficiente de transferência de calor local (h_z) ao longo do tubo, o que proporciona maior clareza sobre o processo de troca térmica em relação a uma análise média. A Fig. 3.11 apresenta as posições dos termopares ao longo do tubo. Através desta análise local, será possível determinar o h em 5 pontos distintos ao longo do comprimento do tubo.

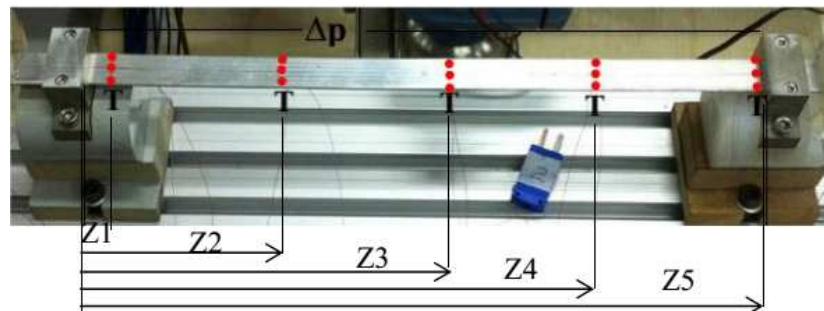


Figura 3.11 – Posições dos termopares ao longo do tubo. $Z_1 = 3$ mm, $Z_2 = 76$ mm, $Z_3 = 148$ mm, $Z_4 = 218$ mm e $Z_5 = 290$ mm.

O título de vapor na entrada da seção de testes foi calculado do balanço de energia no pré-aquecedor, usando as Eqs. (3.4) e (3.5).

$$i_{e,ST} = i_{s,PA} = \frac{q_{PA} \eta_{PA}}{\dot{m}} + i_{e,PA} \quad (3.4)$$

$$x_{e,ST} = \frac{i_{e,ST} - i_l}{i_{vap}} \quad (3.5)$$

onde $i_{e,ST}$ é a entalpia de entrada na seção de teste, i_{s-PA} é a entalpia de saída do pré-aquecedor, q_{PA} é a potência elétrica aplicada no pré-aquecedor, η_{PA} é a eficiência do pré-aquecedor, i_{e-PA} é a entalpia de entrada no pré-aquecedor, $x_{e,ST}$ é o título de entrada na seção de testes, i_l é a entalpia da fase líquida e i_{vap} é a entalpia de vaporização.

O coeficiente de transferência de calor local, h_z é calculado pela lei de resfriamento de Newton, Eq. 2.5, onde a temperatura da parede interna é obtida considerando a condução de calor na parede do tubo, conforme a Eq. 3.6.

$$T_{p,i} = T_{p,e} - \frac{q_{ST} e}{kA_{sup,e}} \quad (3.6)$$

onde k é a condutividade térmica do material do tubo de multi mini canais (alumínio) e e é a espessura da parede do tubo.

A temperatura de saturação local, $T_{sat,z}$, é obtida através da pressão de saturação local, p_z , que foi obtida considerando a queda de pressão ao longo do tubo, Δp , linear, conforme a Eq. 3.7

$$p_z = p_e - \frac{\Delta p}{zL} \quad (3.7)$$

A entalpia (Eq. 3.8) e o título de vapor local (Eq. 3.9) na seção de testes foram estimadas como na seção de pré aquecimento.

$$i_z = \frac{q_z \eta_{ST}}{\dot{m}} + i_{e,ST} \quad (3.8)$$

$$x_z = \frac{i_z - i_l}{i_{vap}} \quad (3.9)$$

onde η_{ST} é a eficiência da seção de teste.

A análise da queda de pressão é realizada através da Eq. 2.15, onde a queda de pressão total foi medida com o transdutor diferencial de pressão e a parcela da queda de pressão por aceleração calculada através do modelo homogêneo (Eq. 2.16). A parcela relacionada à perda de pressão por atrito experimental é obtida através da diferença entre a queda total e a queda por aceleração.

3.4.1 Análise da Visualização

A visualização dos padrões de escoamento em mini canais e a aquisição das imagens é um diferencial deste trabalho, sendo que esta análise em tubos de multi mini canais similares não foi verificada na literatura.

Em cada condição de teste, foram adquiridas imagens e vídeos dos padrões de escoamento. Estas imagens foram catalogadas conforme a vazão mássica, fluxo de calor, título e coeficiente de transferência de calor, com o intuito de analisar o padrão de escoamento em diferentes situações e verificar a distribuição entre os canais.

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos testes realizados com o R-600a em escoamento monofásico e bifásico para o tubo de multi mini canais paralelos.

4.1 ESCOAMENTO MONOFÁSICO

Com a finalidade de validar a bancada experimental, foram realizados testes monofásicos para a análise do coeficiente de transferência de calor e testes monofásicos adiabáticos para a análise da perda de pressão e do fator de atrito.

A análise de perda de calor indicou uma eficiência de 93% no pré-aquecedor. Na seção de testes, em virtude das medidas de tensão e corrente elétrica terem sido realizadas nas extremidades da fita resistiva, tem-se uma eficiência de 100% em relação ao valor medido.

Para a análise do coeficiente de transferência de calor monofásico na seção de teste, foram realizados testes variando a velocidade mássica e o fluxo de calor, conforme a Tab. 4.1.

Tabela 4.1 – Condições de testes monofásicos

Fluxo de Calor na ST, q'' (kW/m ²)	1, 2, 3 e 4
Velocidade Mássica, G (kg/m ² s)	73, 100, 123 e 147

A variação do coeficiente de transferência de calor em função do número de Reynolds está representada na Fig. 4.1. Verifica-se um crescimento do h conforme o aumento do Re , tanto no resultado experimental como na previsão teórica através da correlação de Gnielinski (1976), aplicada à faixa de Re entre 3.000 e 5×10^6 (transição - turbulento). Pelo ajuste entre os dados experimentais e teóricos apresentados na Fig. 4.1, poderia se dizer que o escoamento do fluido nesta geometria se caracteriza por um comportamento semelhante ao escoamento de transição em escoamento em um único canal, para uma faixa de Re menor. Nos escoamentos em mini e micro canais, a faixa de transição entre os escoamentos laminar e turbulento ocorre para faixas diferentes do observado em tubos com diâmetros hidráulicos superiores a 3 mm. Asadi, Xie e Sunden (2014), através de um estudo de revisão bibliográfica, verificaram que a transição ocorre para diferentes faixas de Re , dependendo do fluido de trabalho, diâmetro hidráulico e condições de temperatura e pressão de saturação.

O erro médio na análise monofásica para o coeficiente de transferência de calor e para o fator de atrito foi obtido através do quociente entre a diferença entre os valores experimental

e teórico e valor experimental. Para o h , os erros médios para a correção laminar e para a correlação de Gnielinski (1976) foram, em média, de 58 e 16% respectivamente.

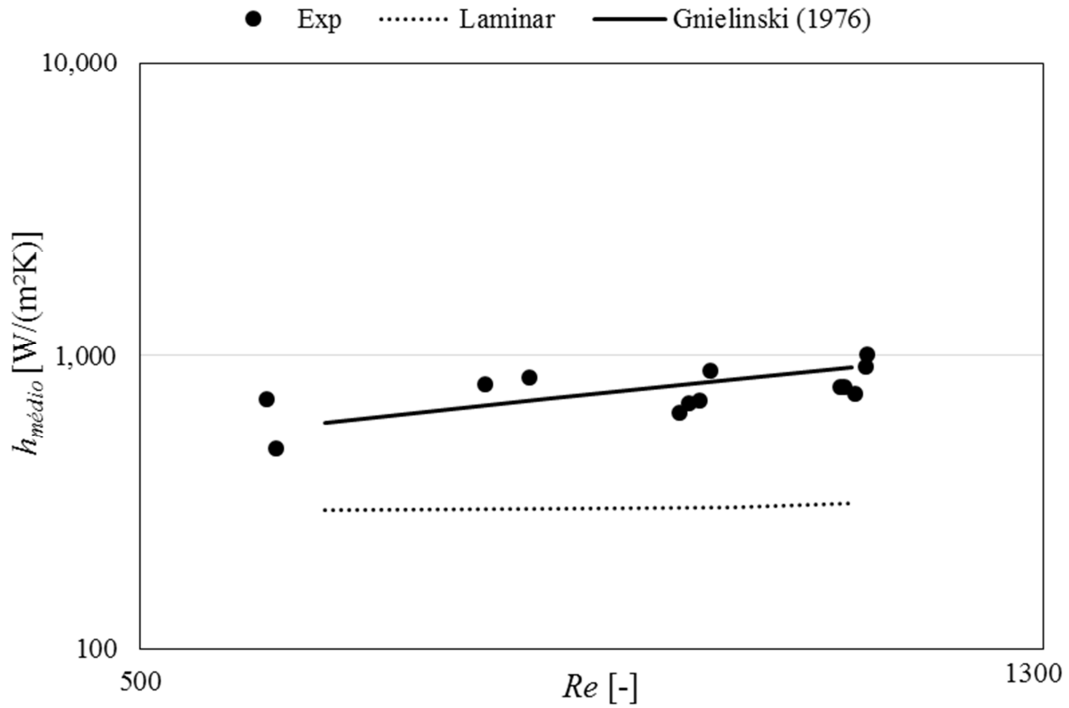


Figura 4.1 – Evolução do h em função do Re na ST.

Em relação à validação das medidas da perda de pressão, foram realizados testes monofásicos adiabáticos variando a velocidade mássica de 70 a 516 kg/(m²s). A Fig. 4.2 ilustra o fator de atrito experimental na seção de testes comparado com as correlações de Petukhov (1970) (Eq. 2.11), Blasius (1913) (Eq. 2.12), Philip (1988) (Eq. 2.13) e Haaland (1983) (Eq. 2.14). Verifica-se que o fator de atrito experimental aproxima-se dos valores preditos pela correlação de Petukhov (1970), e o erro médio para as correlações de Petukhov (1970), Blasius (1913) e Haaland (1983) são de 30, 38 e 56%, respectivamente. A equação de Haaland (1983) apresentou maior erro, pois é indicada para escoamento turbulento, porém, o escoamento mostrou-se desenvolvido em todos os testes, com a exceção da velocidade mássica de 516 kg/(m²s). Analisando o comportamento do f com a faixa de Re e o ajuste das correlações, pode-se concluir que a transição para o escoamento turbulento ocorre para números de Re inferiores a 2.300, o que justifica o emprego da correlação de Petukhov (1970) para escoamento laminar.

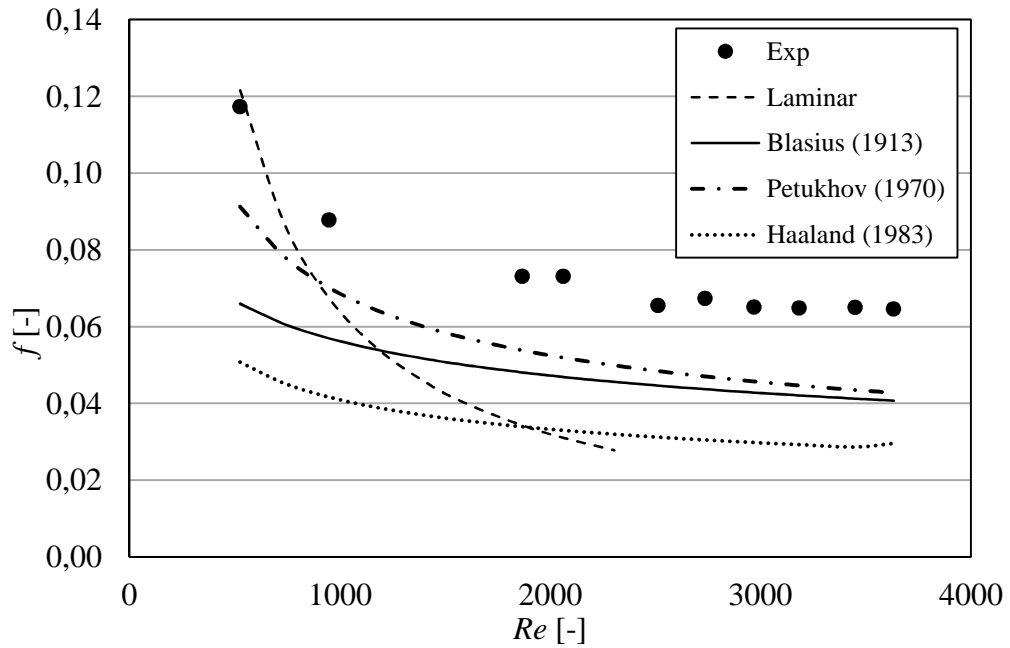


Figura 4.2 – Fator de atrito experimental e teórico da seção de testes.

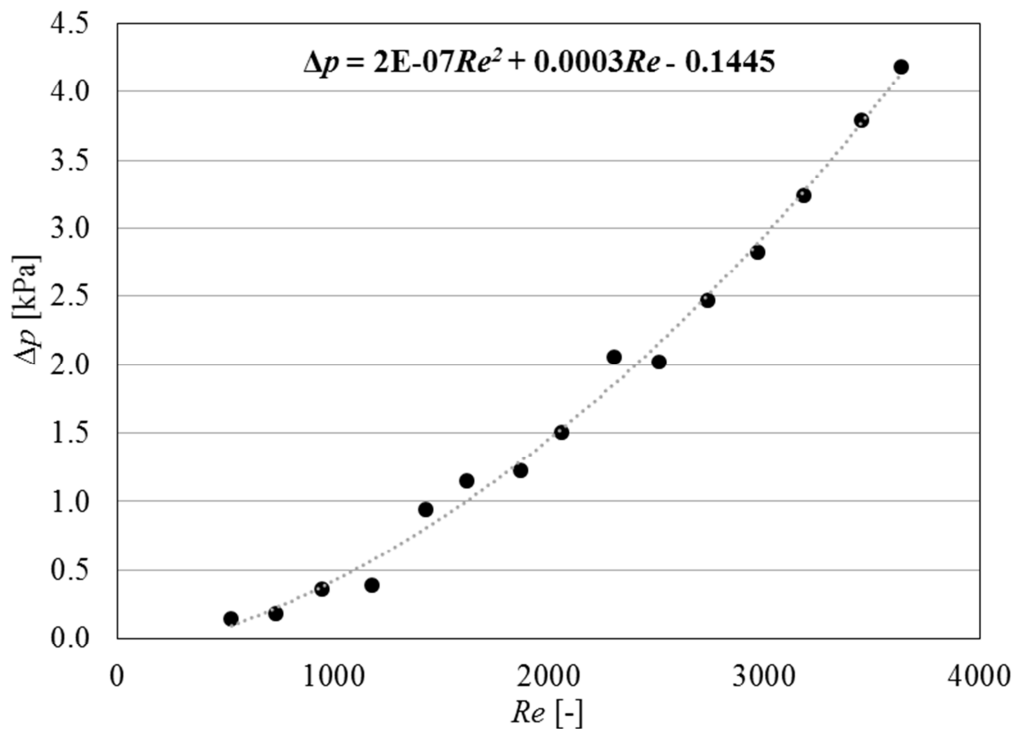


Figura 4.3 – Queda de pressão na seção de testes em função do número de Reynolds.

A queda de pressão na seção de teste em função do número de Reynolds está representada na Fig. 4.3. Conforme o aumento do Re , tem-se um aumento na perda de pressão, cuja curva pode ser determinada através de um polinômio de grau dois.

O número de Reynolds no PA, de geometria circular e diâmetro interno de 4,4 mm, variou de 1.684 a 11.610, mostrando-se bem distante dos valores de Re na ST. Existe um aumento do número de Reynolds mais rápido no PA do que o observado na ST, o que pode ocasionar uma maior perda de pressão na transição entre as seções, visto que o fluido passa de um escoamento turbulento no PA, retornando para um escoamento de transição quando muda a geometria para multicanais.

4.2 ESCOAMENTO BIFÁSICO

4.2.1 Incertezas Propagadas

Foram determinadas as incertezas propagadas máximas para o coeficiente de transferência de calor experimental, h_{exp} , queda de pressão local, p_z , temperatura da parede interna, $T_{p,i}$, título de vapor, x , entalpia de entrada na seção de testes, $i_{e,ST}$, fluxo de calor, q'' , e velocidade mássica, G . A Tab. 4.2 apresenta os valores máximos das incertezas e o desenvolvimento dos cálculos das incertezas propagadas encontra-se no APÊNDICE B.

Tabela 4.2 – Percentual máximo das incertezas propagadas

	Incerteza máxima [%]
\bar{h}_{exp}	$\pm 9,5$
p_z	$\pm 1,30$
$T_{p,i}$	$\pm 0,78$
x	$\pm 4,5$
$i_{e,ST}$	$\pm 0,16$
q''	± 2
G	$\pm 0,17$

A incerteza dos termopares foi reduzida de $\pm 0,5$ °C, dado do fabricante, para $\pm 0,3$ °C através da incerteza propagada e levando-se em consideração a incerteza do termômetro de referência utilizado na calibração dos termopares.

4.2.2 Coeficiente de Transferência de Calor

O coeficiente de transferência de calor no escoamento bifásico foi analisado variando a velocidade mássica e o fluxo de calor na seção de teste.

A Fig. 4.4 apresenta o coeficiente de transferência de calor médio, $h_{médio}$, para todos os testes realizados, incluindo todos os fluxos de calor e as três velocidades mássicas. É possível verificar que para a velocidade mássica de 50 kg/(m²s) foi possível alcançar títulos médios mais elevados, enquanto que para a velocidade mássica de 200 kg/(m²s) o maior título médio atingido foi de 0,25 e o $h_{médio}$ de 3.200 W/m²K.

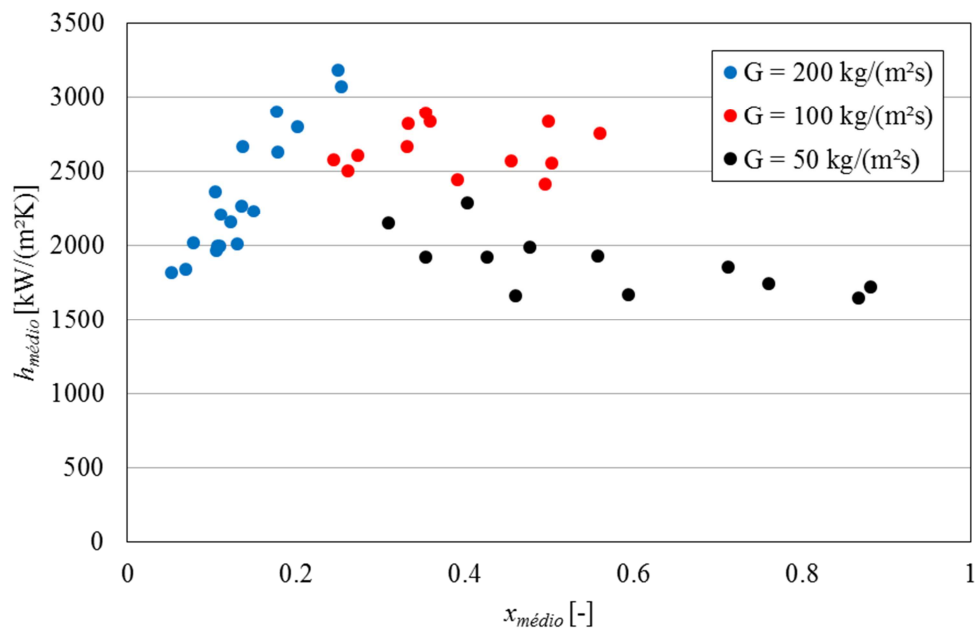


Figura 4.4 – Coeficiente de transferência de calor médio em função do título de vapor médio.

4.2.2.1 Efeito da velocidade mássica

O efeito da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor local está representado nas Figs. 4.5 e 4.6, para os fluxos de calor de 10 e 20 kW/m², respectivamente. O coeficiente aumenta com o aumento da velocidade mássica, G , mas este efeito se verifica para fluxos de calor, q'' , menores. Conforme o fluxo de calor aumenta o efeito do G diminui. Verifica-se que o h aumenta com o título de vapor, x , até determinado valor e após reduz gradativamente, sendo este comportamento semelhante nas duas figuras com diferentes velocidades mássicas. No entanto, para maiores valores de G , o valor do título de vapor em que ocorre a redução do h é menor.

Yun, Kim e Kim (2005), utilizando CO₂ como fluido de trabalho, verificaram que a velocidade mássica passa a ter maior influência sobre o h quando ocorre a secagem da parede interna. Para um fluxo de calor de 20 kW/m², temperatura de saturação de 5° C e G variando de 200 a 400 kg/(m²s), os autores obtiveram coeficientes de transferência de calor entre 9 e 11 kW/(m²K) com pequena variação de h entre as velocidades mássicas analisadas. Nos testes realizados por Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2011), utilizando R-134a como fluido refrigerante, os autores não observaram variação significativa no h com o incremento de G , cuja variação foi entre 365 e 730 kg/(m²s), sendo que o h mostrou-se praticamente constante com G .

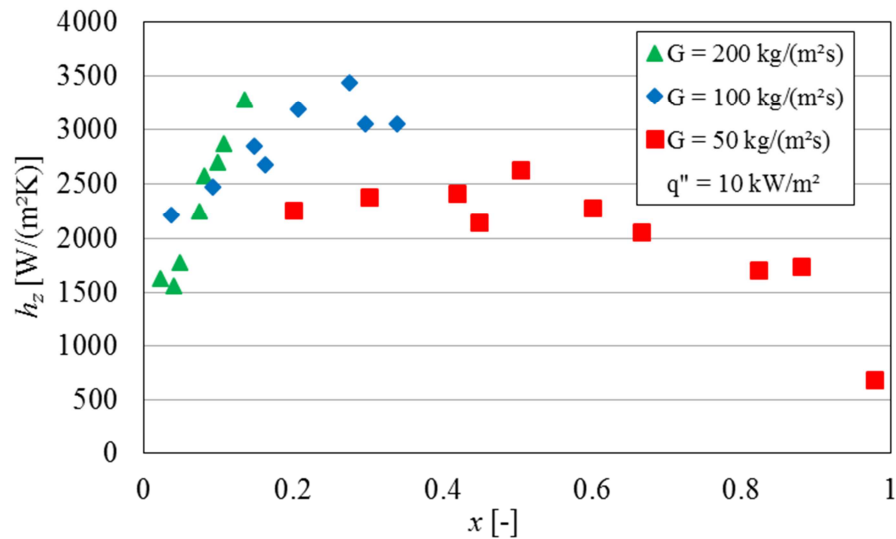


Figura 4.5 – Efeito da velocidade mássica, G , no coeficiente de transferência de calor local, para um fluxo de calor de 10 kW/m².

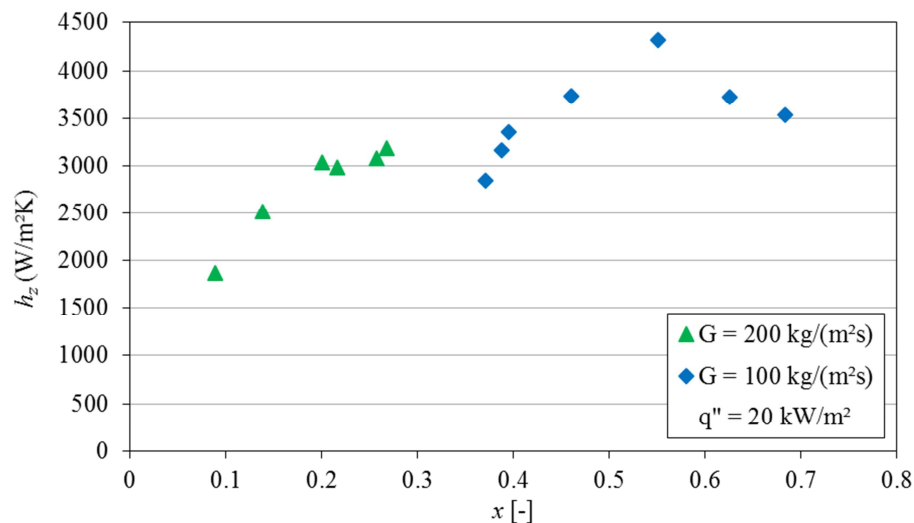


Figura 4.6 – Efeito da velocidade mássica, G , no coeficiente de transferência de calor local, para um fluxo de calor de 20 kW/m².

Na Fig. 4.5, para o caso $G = 50 \text{ kg/m}(\text{m}^2\text{s})$, conforme aumenta o título de vapor, ocorre uma redução do h . Este efeito deve-se ao “entranhamento” de líquido que ocorre durante o escoamento anular. Com a predominância da fase vapor, pequenas gotas da película líquida existente entre a fase vapor e a parede interna do tubo são “arrancadas” e auxiliam na troca térmica com o aumento do título de vapor. Além disso, o aumento da proporção da fase vapor, que apresenta condutividade térmica inferior a fase líquida (Tab. 4.3), tende a reduzir o coeficiente de transferência de calor, e o efeito de “entranhamento” melhora a troca térmica.

Tabela 4.3 – Propriedades do R-600a para uma temperatura de saturação de 20 °C

	p	ρ_l	ρ_v	ρ_l/ρ_v	μ_l	μ_v	i_{lv}	k_l	k_v	σ
	kPa	kg/m ³		-	μPas		kJ/kg	W/mK		N/m
R-600a	301.98	556.21	7.910	70.3	158,49	7,3654	469.78	0.0908	0.0163	0.0107

A Fig. 4.7 representa a influência da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor médio para diferentes fluxos de calor, para títulos de vapor de entrada médio de 0,06. Através desta figura, percebe-se que o G apresenta maior influência no valor do h para baixos q'' e, com o incremento de fluxo de calor, o efeito da velocidade mássica diminui, apresentando coeficientes de transferência de calor praticamente iguais.

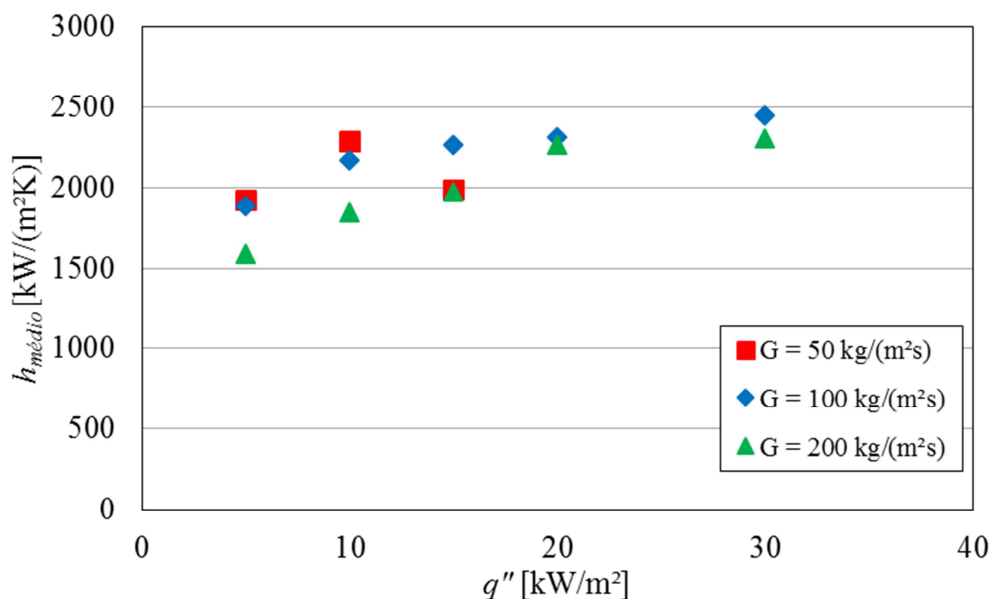


Figura 4.7 – Efeito da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor para diferentes fluxos de calor.

4.2.2.2 Efeito do fluxo de calor

O efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor local está ilustrado na Fig. 4.8 para as velocidades mássicas de 50 e 200 kg/(m²s). Verifica-se, para a velocidade mássica de 200 kg/(m²s), um incremento no valor do h com o aumento do fluxo de calor.

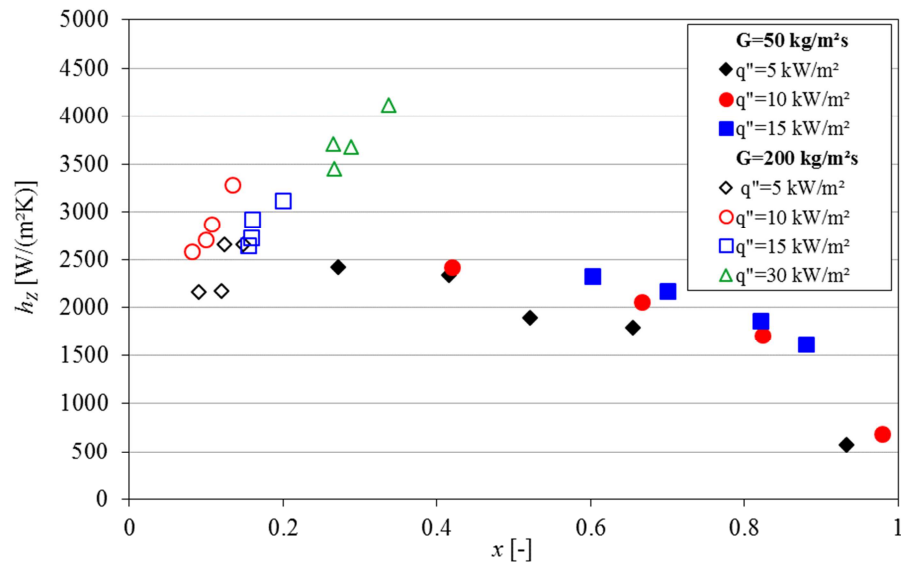


Figura 4.8 – Influência do fluxo de calor para G de 50 e 200 kg/(m²s).

O efeito do q'' no h_z está representado na Fig. 4.9, onde é possível verificar que existe influência direta do q'' no h_z , ocorrendo uma variação no h_z de 842 para 3.648 W/(m²K) para fluxos de calor de 5 e 30 kW/m², respectivamente, para títulos de vapor de 0,42. Resultados de ordem de grandeza semelhante ao apresentado nas Figs. 4.8 e 4.9 foram obtidos por Vakili-Farahani, Agostini e Thome (2013), cujo h máximo foi de 3.500 W/(m²K) para um fluxo de 34 kW/m² e velocidade mássica de 303 kg/(m²s) para o R-134a.

Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2011), utilizando o R-134a em um tubo com 8 canais paralelos, obtiveram um h de aproximadamente 5.000 W/(m²K) com fluxo de calor de 30 kW/m² e velocidade mássica de 485 kg/(m²s), cujo valor está próximo ao representado na Fig. 4.9 para um mesmo fluxo de calor e velocidade mássica inferior.

Na Fig. 4.9, observa-se que o h aumenta para títulos superiores a 0,5 para o fluxo de calor de 30 kW/m². Este incremento pode ser explicado pela distribuição não uniforme do fluido refrigerante entre os mini canais paralelos, sendo assim, mesmo que em um mini canal já tenha um título elevado, em outro mini canal paralelo o título pode ser inferior por

transportar mais quantidade de líquido, elevando o valor do h . Esta distribuição não uniforme é comprovada através das imagens do escoamento, que serão abordadas posteriormente.

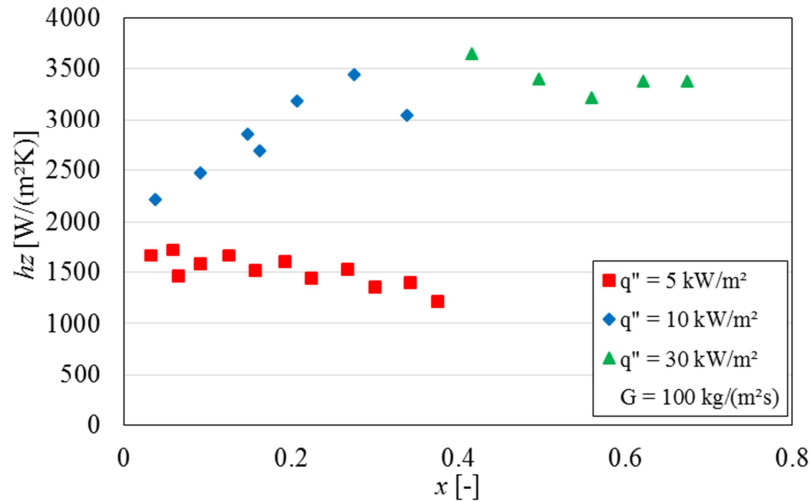


Figura 4.9 – Influência do fluxo de calor no h_z para $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

A influência do q'' no valor do h também foi observada nos estudos de Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2011), onde observaram um h de $11.000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ para fluxos de calor entre 34 e $36 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $18.000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ para fluxos entre 63 e $65 \text{ kW}/\text{m}^2$ para tubos com d_h de $1,1 \text{ mm}$. Na Fig. 4.10 está representada a influência do q'' no h . Para um mesmo G verifica-se que o h para o fluxo de $5 \text{ kW}/\text{m}^2$ está na faixa de 1.500 a $2.000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e, para o fluxo de $30 \text{ kW}/\text{m}^2$ o h está na faixa de 2.600 a $3.100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, apresentando variação significativa, conforme os resultados de Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2011).

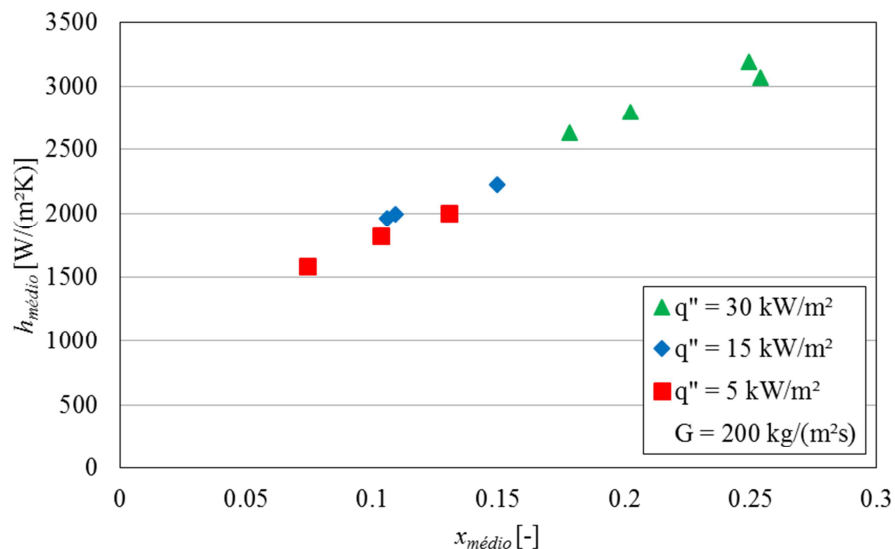


Figura 4.10 – Efeito do fluxo de calor, q'' , no coeficiente de transferência de calor médio, $h_{médio}$, para uma velocidade mássica de $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

Através da Fig. 4.11 é possível verificar a influência do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor médio, nas diferentes velocidades mássicas testadas. O efeito do q'' em relação ao h aumenta conforme o aumento do G . Este aumento do h com o aumento do q'' está relacionado ao processo de vaporização e com a condutividade térmica do fluido. A alta entalpia de vaporização influencia significativamente no h , com o maior q'' ocorre maior vaporização do fluido, propiciando o aumento do h . Com o aumento da velocidade mássica observa-se uma redução do título de vapor, e como a condutividade térmica da fase líquida é superior à condutividade térmica da fase vapor e associada à baixa viscosidade (Tab. 4.3), tem-se um incremento no valor do h .

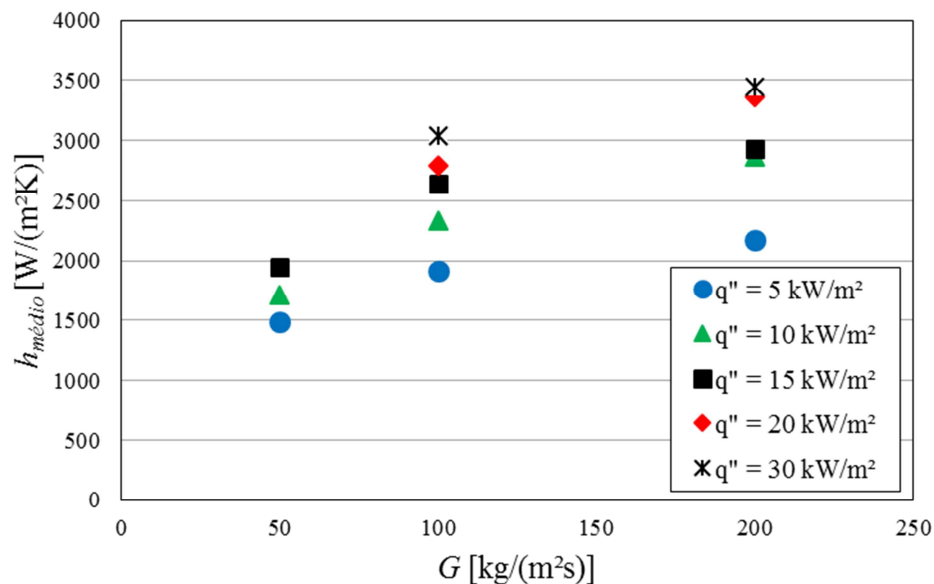


Figura 4.11 – Efeito do fluxo de calor para diferentes velocidades mássicas.

4.2.3 Queda de Pressão

A queda de pressão no escoamento bifásico foi analisada variando a velocidade mássica e o fluxo de calor na seção de testes. A queda de pressão total é a soma da perda de pressão por atrito e por aceleração, enquanto que as quedas de pressão na entrada e na saída da seção de testes foram desconsideradas. A Fig. 4.12 representa os gradientes das quedas de pressão total e suas componentes para a velocidade mássica de 100 kg/(m²s).

Na Fig. 4.12, é possível verificar que a queda de pressão por aceleração representa uma pequena parcela da queda de pressão total. Para a velocidade mássica de 100 kg/(m²s), a perda de pressão por atrito representa, em média, 91,7% da queda total, e a por aceleração representa 8,3% da total. Para as velocidades mássicas de 50 e 200 kg/(m²s) os percentuais da

perda de pressão por atrito e aceleração são, em média, respectivamente de 93,7% e 6,3% e 89,6% e 10,4%.

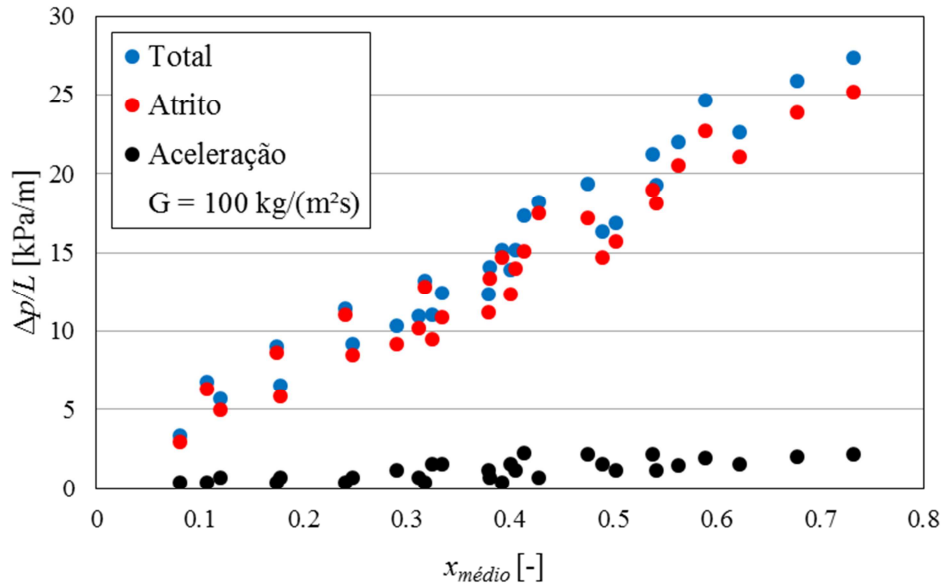


Figura 4.12 – Queda de pressão total e perdas por atrito e aceleração para a velocidade mássica de $100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$.

É possível observar na Fig. 4.13 que existe um incremento no gradiente da perda de pressão por atrito com o incremento da velocidade mássica, da mesma forma, pode-se verificar um aumento da perda de pressão por atrito com o aumento do título de vapor, sendo que este aumento está relacionado à diferença de velocidade entre as fases líquida e vapor e ao regime de escoamento.

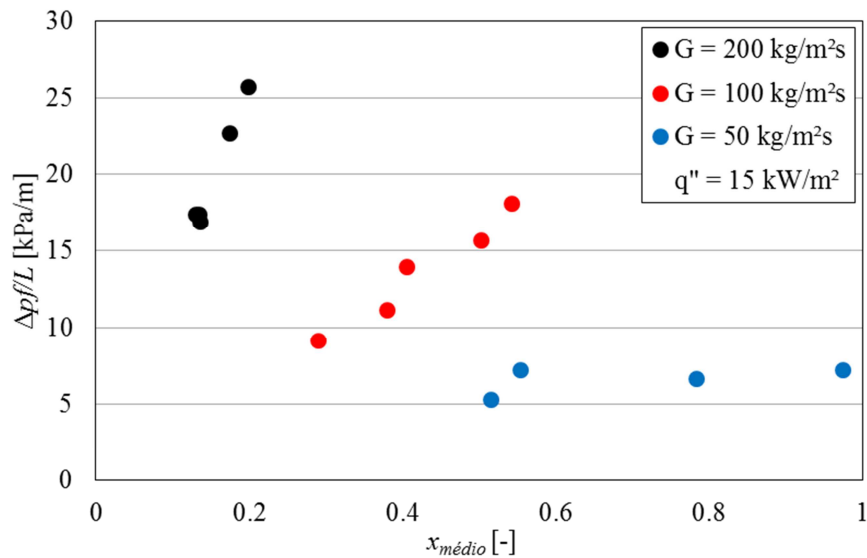


Figura 4.13 – Influência da velocidade mássica na perda de pressão por atrito para $q'' = 15 \text{ kW/m}^2$

Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2012), observaram um incremento da queda de pressão com o aumento da velocidade mássica e verificaram que as perdas de pressão por atrito e as perdas por contração e expansão foram menores que 1 kPa/m em todos os testes realizados. Os autores variaram a velocidade mássica de 370 a 980 kg/(m²s), obtendo perdas por atrito, para o R-134a, de 20 a 100 kPa/m.

O efeito do fluxo de calor na perda de pressão por atrito está ilustrado na Fig. 4.14, junto ao efeito do G . Verifica-se, nesse caso, um aumento da perda de pressão com o incremento do fluxo de calor e, quanto maior a velocidade mássica, maior é a influência do fluxo de calor em relação à perda de pressão. Resultados semelhantes foram encontrados por Kaew-On, Sakamatapan e Wongwises (2012).

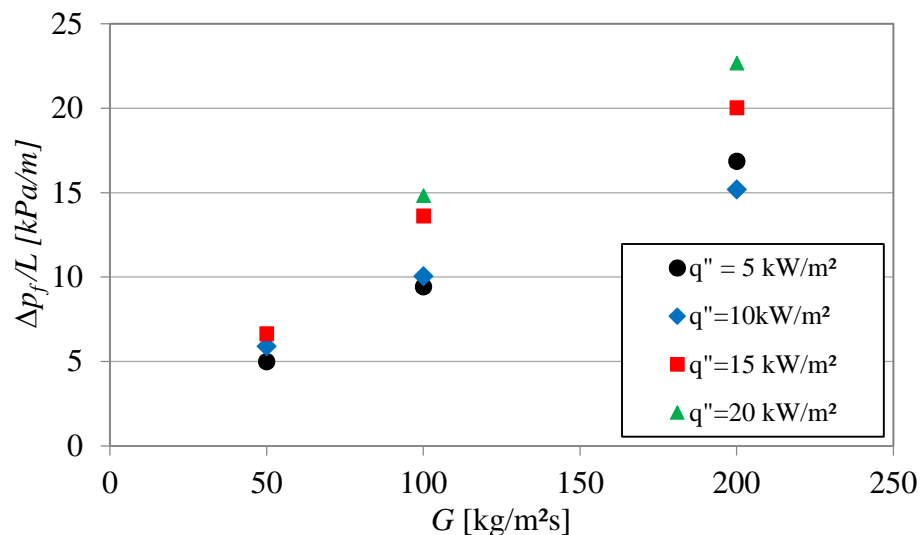


Figura 4.14 – Efeito do fluxo de calor na perda de pressão por atrito para diferentes velocidades mássicas.

As propriedades do fluido de trabalho influenciam a queda de pressão de forma significativa. Fluidos que apresentam baixa densidade de vapor, ρ_v , e baixa tensão superficial, σ , proporcionam menores perdas para maiores velocidades mássicas e títulos de vapor. O isobutano, conforme a Tab. 4.3, apresenta densidade de vapor de 7,910 kg/m³ e tensão superficial de 0,0107 N/m, se comparado com o R-134a ($\rho_v = 27,78$ kg/m³; $\sigma = 0,0088$ N/m), o isobutano proporciona menores perdas de pressão.

4.2.4 Padrões de Escoamento

Para a análise dos padrões de escoamento, foram capturadas imagens e vídeos de todos os testes realizados com uma câmera de alta velocidade. As imagens registradas foram feitas pela face superior do tubo de multi mini canais paralelos.

Conforme apresentado no capítulo 3, o escoamento caracteriza-se como sendo em mini canais. Segundo Ong e Thome (2011) no estudo de padrões de escoamento em mini escala, o escoamento apresenta transição entre os padrões de bolhas alongadas (*slug*) e anular, sendo que esta transição deve-se à predominância das forças de tensão superficial e cisalhamento em relação à força gravitacional.

Foram observados os padrões bolhas, intermitente e anular, conforme os padrões de escoamento sugeridos por Revellin e Thome (2007). O escoamento de bolhas isoladas foi observado em poucos casos, e com títulos de vapor inferiores a 0,13, sendo que estas bolhas foram observadas em apenas alguns canais. No escoamento intermitente, foram observados os padrões de bolhas alongadas (*slug*), intermitente e semi-anular, e no escoamento anular, foram observados os padrões anular agitado e anular.

A Fig. 4.15, cujo sentido de escoamento é da esquerda para a direita, são apresentados os padrões de escoamento para a velocidade mássica de $50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ para diferentes fluxos de calor e títulos de vapor. O padrão de bolhas isoladas é observado apenas para fluxo de calor de $1 \text{ kW}/\text{m}^2$ e para títulos inferiores a 0,036, após, já pode ser observado os padrões intermitente e anular.

Os padrões de escoamento observados para a velocidade mássica de $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ estão representados na Fig. 4.16. Para esta velocidade mássica, é possível observar o padrão de bolhas isoladas nos canais centrais para um fluxo de calor de $5 \text{ kW}/\text{m}^2$ com título de vapor de saída igual a 0,13. Para título de vapor igual a 0,155, percebe-se uma mudança no padrão de escoamento, passando para bolhas alongadas (*slug*) nos canais superiores e inferiores e anular agitado nos canais centrais. Para os maiores fluxos de calor, ocorre a predominância do padrão anular.

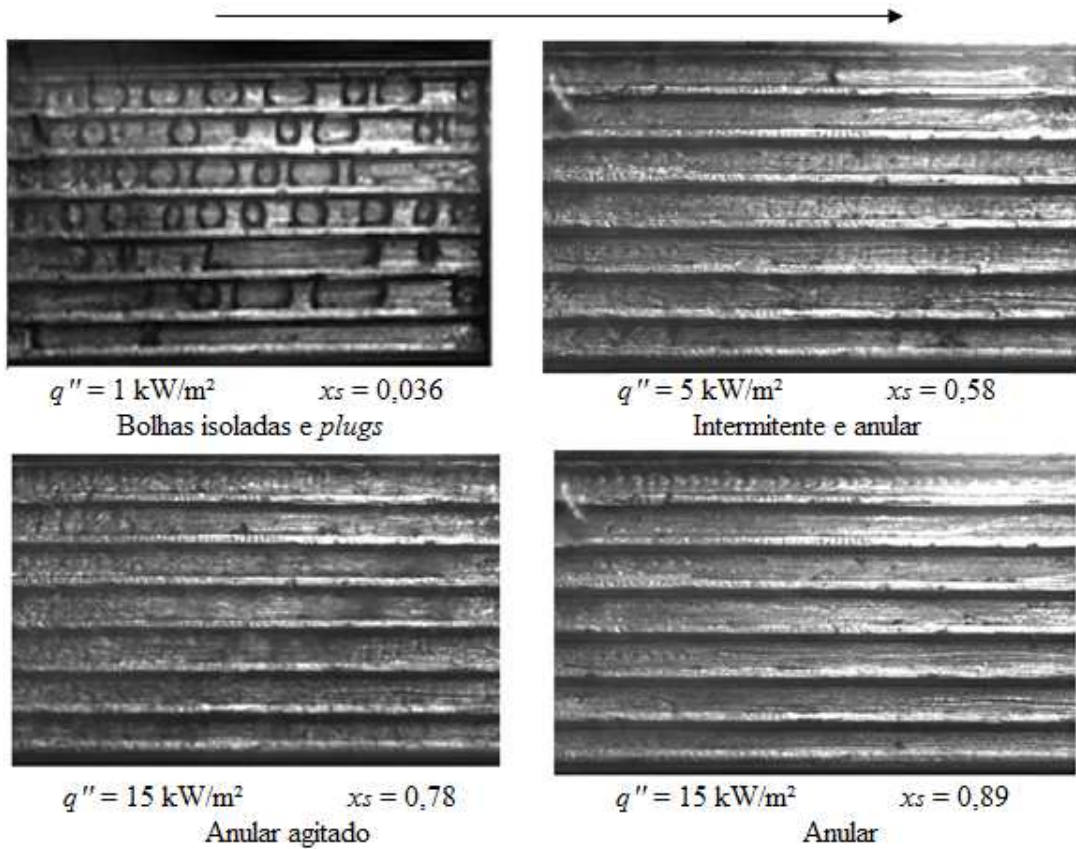


Figura 4.15 – Padrões de escoamento observados para $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

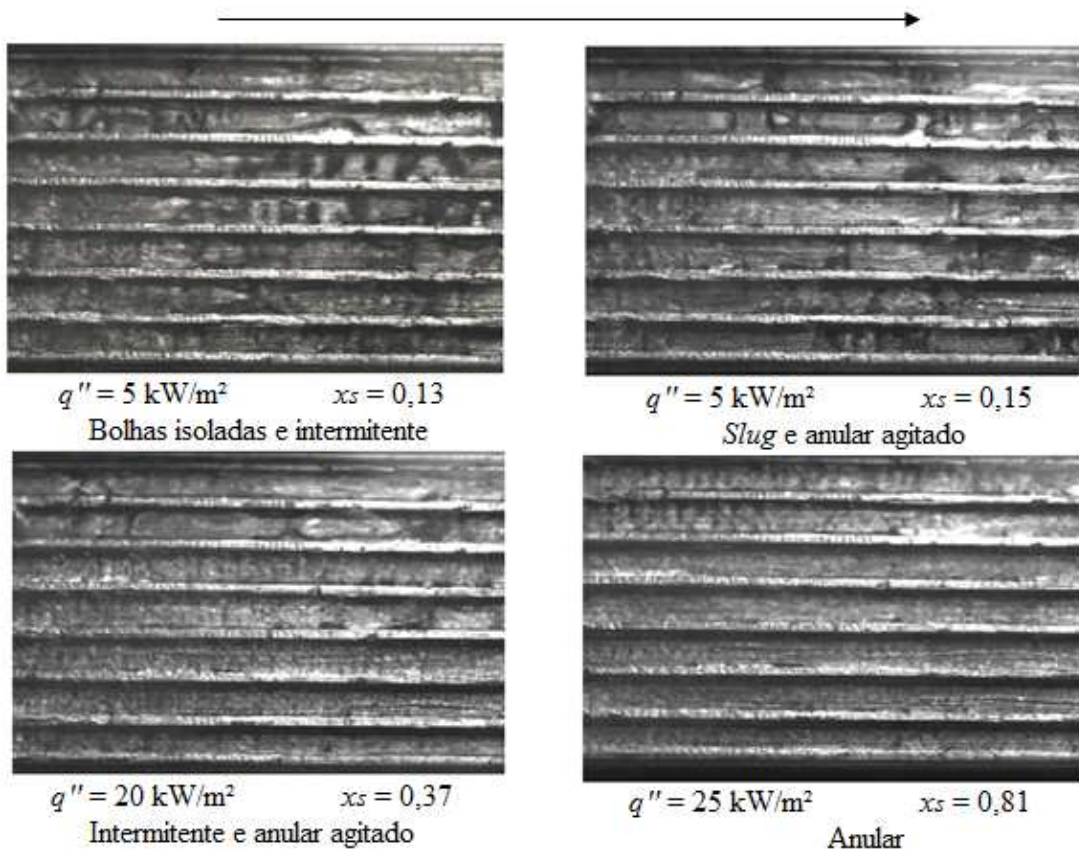


Figura 4.16 – Padrões de escoamento observados para $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

Os padrões de escoamento da Fig. 4.17 são para velocidades mássicas de $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$. Verifica-se o padrão de bolhas isoladas para um fluxo de calor de $5 \text{ kW}/\text{m}^2$ e título de vapor igual a $0,01$, e, para um título de $0,07$ com o mesmo fluxo de calor, observa-se os padrões de bolhas isoladas e intermitente. Para um fluxo de $10 \text{ kW}/\text{m}^2$ e título de vapor igual a $0,14$, observa-se o padrão *slug* nos canais superiores e anular agitado nos canais centrais e para o fluxo de $15 \text{ kW}/\text{m}^2$, com títulos de vapor de $0,21$, tem-se o padrão anular, sendo que com o aumento do título de vapor aumenta a turbulência dificultando a visualização do escoamento conforme representado na figura.

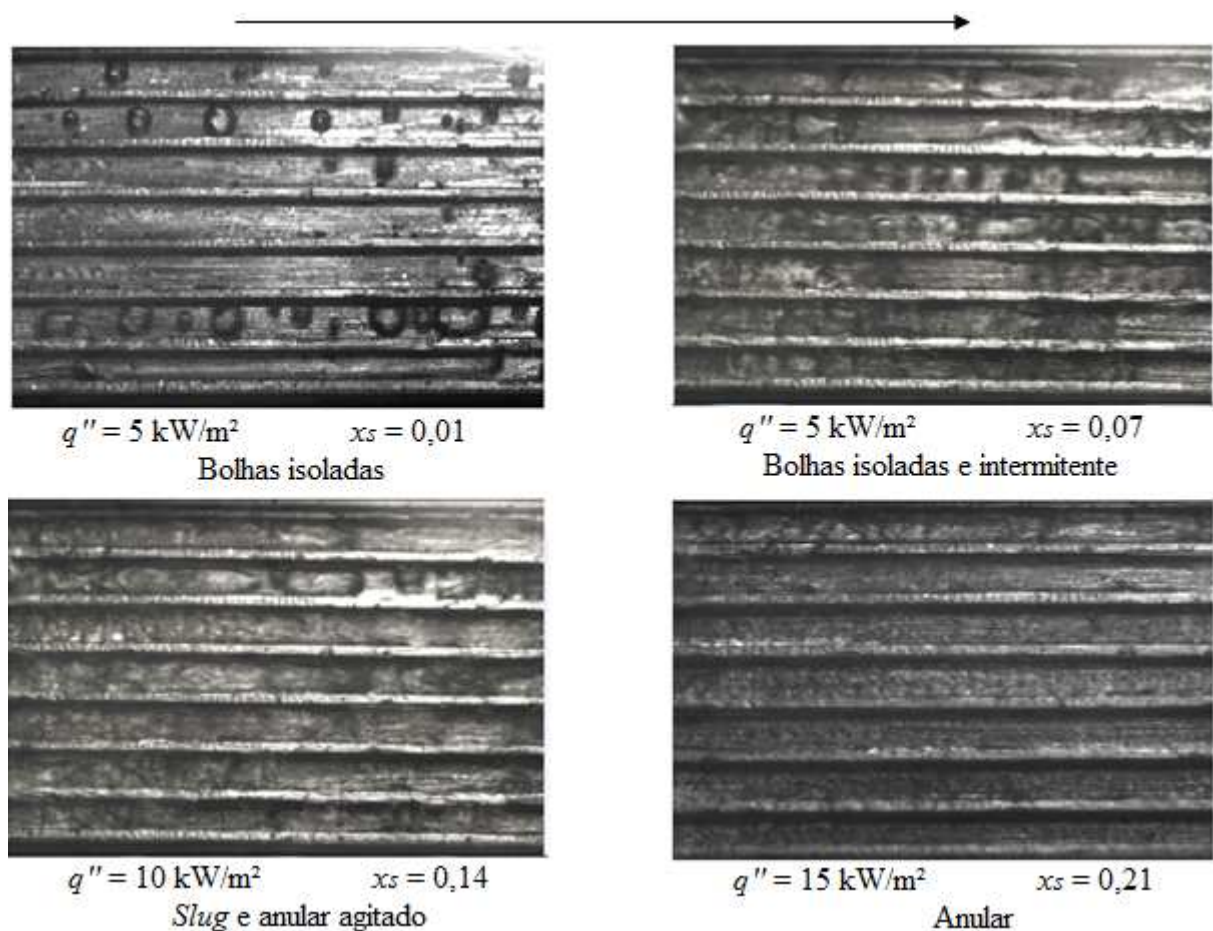


Figura 4.17 – Padrões de escoamento observados para $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

Conforme ilustrado nas Figs. 4.15 a 4.17, existe uma diferença entre os padrões de escoamento entre os canais, e, mesmo quando os padrões de escoamento são os mesmos, existe diferença na velocidade de escoamento entre os canais, sendo a velocidade superior nos canais centrais e inferior nos canais das extremidades. Esta diferença entre os padrões de escoamento está evidente na Fig. 4.18 onde, na região vermelha, observa-se o padrão de escoamento em *plug* e, na região verde, observa-se o padrão de escoamento anular agitado.

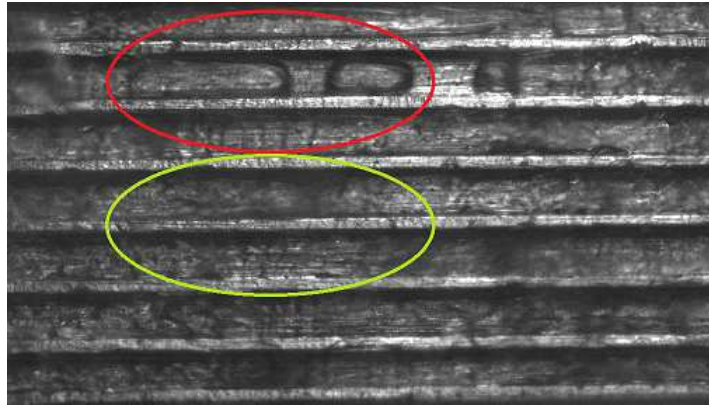


Figura 4.18 – Diferença entre os padrões de escoamento observados para $q'' = 5 \text{ kW/m}^2$, $G = 200 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ e $x = 0,107$.

Esta diferença entre os padrões de escoamento deve-se, provavelmente, à distribuição de calor não uniforme na seção de testes e, também, devido à distribuição não uniforme do fluido no interior da seção de testes, a qual é possível em virtude do confinamento da bolha que foi observado na conexão entre o pré-aquecedor e a seção de testes, conforme se mostra na Fig. 4.19.

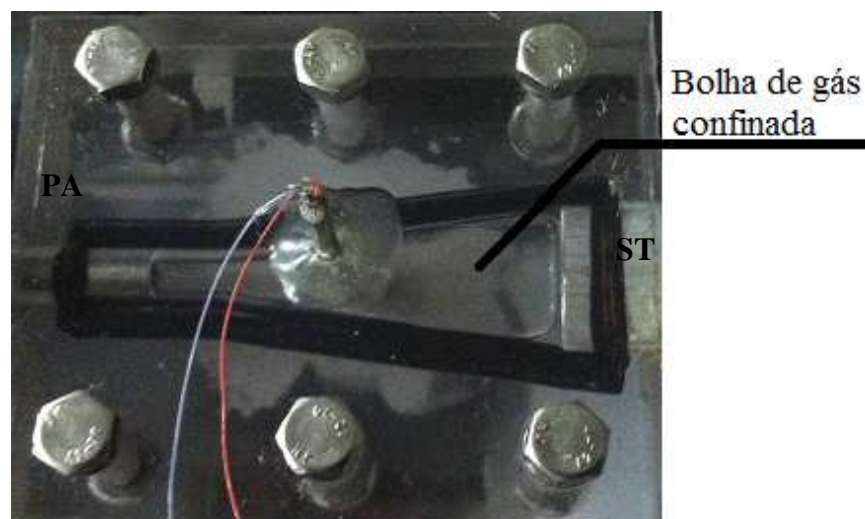


Figura 4.19 – Bolha confinada entre a seção de pré-aquecimento e seção de testes.

Este confinamento da bolha ocorreu em todos os testes realizados cuja predominância do padrão de escoamento não era o anular. A diferença de velocidade do escoamento entre os canais deve-se ao formato da saída da seção de testes que está ilustrada na Fig. 4.20. Devido à mudança de geometria estar próxima da seção de visualização, ocorre um favorecimento do

fluxo dos canais centrais em relação aos demais devido a estes canais estarem alinhados com o tubo circular que faz a conexão com o circuito interno da bancada de testes.

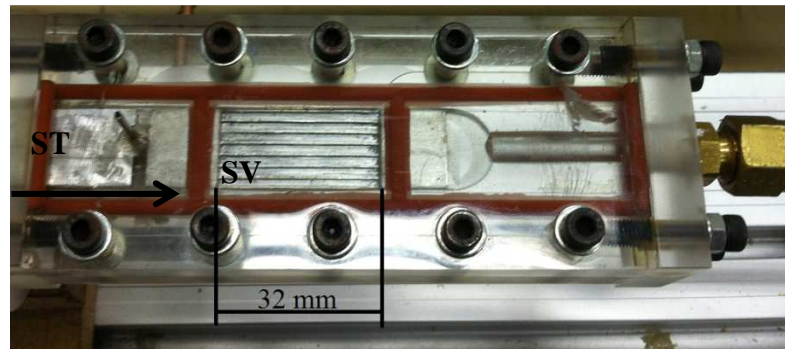


Figura 4.20 – Seção de visualização e conexão com o circuito comum da bancada.

As características do escoamento para um único canal e para multi canais são similares, pois verifica-se em ambos os casos distribuições das fases caracterizada por um anel de líquido com vapor ao centro, bolhas de dimensões reduzidas, bolhas alongadas e secagem de parede. Entretanto, as dinâmicas dos escoamentos são distintas. No caso de multicanais, a característica do escoamento bifásico e sua dinâmica podem ser drasticamente afetadas pela presença de escoamentos em sentido oposto ao principal, causadas pelo crescimento das bolhas em confinamento. Devido a interação entre canais vizinhos e destes com a região de entrada de fluido, é possível concluir que métodos para previsão de padrões de escoamento baseados em resultados para um único canal não são adequados para multi mini canais, além disso, devido ao fato da parede entre os canais possuir uma espessura muito pequena, o processo de ebulição em canais vizinhos pode ser suprimido.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Foi apresentado neste trabalho o estudo sobre a transferência de calor e queda de pressão no interior de um tubo multi mini canais paralelos retangulares utilizando o isobutano R-600a como fluido de trabalho. Foram apresentados os resultados dos testes e a análise da queda de pressão em escoamento monofásico adiabático e os resultados do coeficiente de transferência de calor e perda de pressão por atrito para os testes realizados em escoamento bifásico.

Em relação à queda de pressão em escoamento monofásico, verificou-se que:

- aumenta com a velocidade mássica para faixas de Re de 520 a 3600;
- o fator de atrito experimental apresenta o mesmo comportamento do previsto através das correlações de Petukhov (1970) e Blasius (1913), porém os valores experimentais apresentaram-se mais elevados do que os preditos em virtude da faixa de incerteza do aparelho e/ou perdas na conexão entre pré-aquecedor e seção de testes;

Em relação ao coeficiente de transferência de calor monofásico, verificou-se que:

- o h apresentou comportamento semelhante ao previsto pela correlação de Gnielinski (1976), demonstrando que a transição entre o escoamento laminar e o turbulento ocorre para Re menor que 2.300;
- através dos testes monofásicos verificou-se que a bancada experimental apresenta resultados que condizem com a literatura, sendo, então, validada para os testes em escoamento bifásico.

Sobre o coeficiente de transferência de calor no escoamento bifásico, conclui-se que:

- a velocidade mássica, G , tem maior influência no coeficiente de transferência de calor, h , para menores fluxos de calor, porém, com o aumento de G , verifica-se que o coeficiente de transferência de calor tenderia a diminuir a títulos cada vez menores;
- com o incremento do fluxo de calor, q'' , o $h_{médio}$ aumenta, porém, para títulos de vapor abaixo de 0,15 o efeito é menor.

Para a perda de pressão por atrito em escoamento bifásico, conclui-se que:

- com o aumento da velocidade mássica, G , a perda de pressão por atrito também aumenta;
- a queda de pressão por atrito aumenta conforme o aumento do título de vapor, x , em todos os casos analisados;
- o fluxo de calor, q'' , apresenta maior interferência na perda de pressão para maiores velocidades mássicas.
- a perda de pressão por atrito representa até 93,7% da queda de pressão total.

Foram observados os padrões de escoamento de bolhas isoladas, bolhas alongadas, intermitente e anular, sendo que o padrão anular mostrou-se presente para títulos de vapor superiores a 0,13. Verificou-se que existe diferença entre os padrões de escoamento entre os canais centrais e externos, sendo que esta diferença pode ser em virtude da distribuição de calor ou de líquido refrigerante não uniforme.

Como proposta de continuidade deste trabalho, sugere-se:

- ampliar as faixas de fluxo de calor e velocidade mássica para obter maiores dados sobre o comportamento do escoamento em mini canais paralelos;
- adaptação da bancada de testes, mudando a seção de pré-aquecimento atual para uma seção de multi mini canais paralelos igual a seção de testes para evitar as perdas localizadas, ou as quedas de pressão na conexão entre as duas seções e o confinamento de bolhas;
- comparar os dados obtidos com correlações propostas;
- utilizar outros fluidos refrigerantes alternativos para comparar os dados experimentais.

REFERÊNCIAS

- AGOSTINI, B.; REVELLIN, T.; THOME, J. R.; FABBRI, M.; MICHEL, B.; CALMI, D.; KLOTTER, U. **High heat flux flow boiling in silicon multi-microchannels – Part III: saturated critical heat flux of R236fa and two-phase pressure drops.** International Heat and Mass Transfer, v. 51, p. 5426 – 5442, 2008.
- AIKINS, K. A.; CHOI, J.M. **Issues to improve ground source heat pump units in Korea: Refrigerant application and hot water generation.** Journal of Renewable and Sustainable Energy, v. 5, 2013.
- ASADI, M.; XIE, G.; BENGT, S. **A review of heat transfer and pressure drop characteristics of single and two-phase microchannels.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 79, p. 34 – 53, 2014.
- BELCHI, A. L.; VERA-GARCIA, F.; CASCALES, J. R. G. **Single and two-phase pressure drop in minichannels using R123a as working fluid.** 23rd International Congress of Refrigeration, Czech Republic, Praga, 2011.
- BERTSCH, S.S., GROLL, A.E., GARIMELLA, S.V. **A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels.** Journal Heat Transfer v.52,p. 2110 – 2118, 2009.
- BRASIL. Ministério da Ciência e Tecnologia. **Protocolo de Quioto.** Disponível em: <http://mudancasclimaticas.cptec.inpe.br/~rmclima/pdfs/Protocolo_Quioto.pdf>, Acesso em: 17 mai. 2014.
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. **Manual de ajuda para o controle das substâncias que destroem a camada de ozônio - SDOs.** Brasília, IBAMA/MMA/GTZ, 2009.
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. **25 anos do Protocolo de Montreal – “Protegendo nossa atmosfera para as futuras gerações”.** Disponível em: <<http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/825.pdf>>, Acesso em: 17 mai. 2014.
- CALM, J. M., HOURAHAN, G. C. **Physical, Safety, and Environmental Data for Current and Alternative Refrigerants.** 23rd International Congress of Refrigeration, Czech Republic, Praga. 2011.
- CABRAL, F. P., RIBATSKI, G. **Theoretical Modeling of Heat Transfer Flow Boiling on Nanofluids Inside Horizontal Micro-scale Channels.** 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Uberlândia, Brasil. 2010.
- CAVALLINI, A.; COL, D. Del; ROSSETTO, L. **Heat transfer and pressure drop of natural refrigerants in minichannels (low charge equipment).** International Journal of Refrigeration, v. 36, p. 287 – 300, 2013.
- ÇENGEL, Y. A, BOLES, M.A. **Termodinâmica.** 5^a Edição. São Paulo: McGraw-Hill: Bookman, 2011.

CHANG, K. H.; PAN, C. **Two-phase flow instability for boiling in microchannel heat sink**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 50, p. 2078 – 2088, 2007.

CHIN, L. O.; THOME, J. R. **Flow boiling heat transfer of R-134a, R-236f and R-245fa in a horizontal 1.030 mm circular channel**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 33, n.4, p. 651 – 663, 2009.

COLLIER, J. G., THOME, J. R. **Convective Boiling and Condensation**. 3ª Edição. Oxford: Oxford University Press, 1996.

CONSOLINI, L. **Convective Boiling Heat Transfer in a Single Micro-channel**. Tese Doutorado. École Polytechnique Fédérale de Lausanne. Suíça. 2008.

COPETTI, J. B.; MACAGNAN, M. H.; GEYER, M; OLIVESKI, R.D.C. **The use of hydrocarbons propane and isobutane in refrigeration systems**. 18th International Congress of Mechanical Engineering. Ouro Preto, MG, 2005.

COPETTI, J. B.; MACAGNAN, M. H.; ZINANI, F; KUNSLER, N. L. F. **Flow boiling heat transfer and pressure drop of R-134a in a mini tube: an experimental investigation** Experimental Thermal and Fluid Science, v. 35, p. 636 – 644, 2011.

COPETTI, J.B.; MACAGNAN, M.H.; ZINANI, F. **Experimental study on R-600a boiling in 2.6 mm tube**. International Journal of Refrigeration, v. 36, p. 325 – 334, 2013.

DARIO, E.R. **Ebulição convectiva do R-134a em microcanais paralelos e análise da distribuição do escoamento bifásico ar-água em um distribuidor acoplado a microcanais**. Tese Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, 2013.

DUPONT. **Guia de Fluidos Refrigerantes Alternativos aos HCFCs e CFCs**. Disponível em: <http://www2.dupont.com/Refrigerants/pt_BR/assets/downloads/Tabela_Suva.pdf> Acesso em 16 mai. 2014.

DUPONT. **Technical Information**. Disponível em: <http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/k05736_Freon22_thermo_pro_p.pdf> Acesso em 20 mar. 2014.

EMBRACO. **Informativo Técnico**. Disponível em <<http://www.embraco.com/DesktopModules/DownloadsAdmin/Arquivos/95035.pdf>> Acesso em 11 abril 2014

EMBRACO. **Fluidos refrigerantes: muitas mudanças ao longo dos anos**. Revista Embraco: Bola Preta, n.º 94, p. 16 – 17, 2008.

GARCIA, V.R. R., **Oxigenação em borbulhadores verticais e inclinados**. Revisão Bibliográfica sobre Escoamento Gás-Líquido em Conduas Verticais e Inclinadas. Tese Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2005.

GODINI, C. **Seminário internacional discute a nova geração de fluidos refrigerantes.** Revista ABRAVA: Climatização e Refrigeração, n.º 06, p. 18 – 38, 2014.

GONÇALVES, L.P. **Condicionamento de ar e sua evolução tecnológica.** Trabalho de Conclusão Graduação em Engenharia Civil – Gestão Ambiental. Universidade Anhembi Morumbi, São Paulo, 2005.

HARDT, S.; SHILDER, B.; TIEMANN, D.; KOLB, G.; HESSEL, V.; STEPHAN, P. **Analysis of flow pattern emerging during evaporation in parallel microchannels.** International Heat and Mass Transfer, v. 50, p. 226 – 239, 2007.

HSIEH, S-S; JANG, K-J; TSAI, H-H. **Evaporative characteristics of R-134a and R-600a in horizontal tubes with perforated strip-type inserts.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 46, p. 1861 – 1872, 2003.

INCROPERA, F.P. *et al.* **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** 6ª Edição, Rio de Janeiro: LTC, 2011.

KAEW-ON, J.; WONGWISES, S. **Experimental investigation of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of R-410A in a multiport mini-channel.** International Journal of Refrigeration, v. 32, p. 124 – 137, 2009.

KAEW-ON, J.; SAKAMATAPAN, K.; WONGWISES, S. **Flow boiling heat transfer of R134a in the multiport minichannel heat exchangers.** Experimental Thermal and Fluid Science, v. 35, p. 264 – 374, 2011.

KAEW-ON, J.; SAKAMATAPAN, K.; WONGWISES, S. **Flow boiling pressure drop of R134a in the counter flow multiport minichannel heat exchangers.** Experimental Thermal and Fluid Science, v. 36, p. 107 – 117, 2012.

KANDLIKAR, S. G., MIZO, V., CARTWRIGHT, M., IKENZE, E. **Bubble nucleation and growth characteristics in subcooled flow boiling of water.** In: National Heat Transfer Conference, 4. 1997 Houston. Anais Houston: ASME, 1997. p. 11 – 18. Disponível em <<http://www.rit.edu/~w-taleme/Papers/Conference%20Papers/C033.pdf>> Acesso em 10 jan. 2014.

KANDLIKAR, S. **Two-phase flow patterns, pressure drop and heat transfer during boiling in minichannel and microchannel flow passages of compact heat exchangers.** Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, p. 319 – 334, 2001.

KANDLIKAR, S.G.; GRANDE, W.J. **Evolution of microchannel flow passages – thermohydraulic performance and fabrication technology.** Heat Transfer Engineering, v. 24(1), p. 3 – 17, 2003.

KANDLIKAR, S.G. **Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels.** Chapter 5: Flow Boiling in Minichannels and Microchannels. 2005.

- KANDLIKAR, S.G. **Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: A fundamental perspective.** International Journal of Thermal Sciences, v. 49, p. 1073 – 1085, 2010.
- KEW, P.; CORNWELL, K. **Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels.** Applied Thermal Engineering, p. 705 – 715, 1997.
- KILICARSLAN, A.; MULLER, N. **A comparative study of water as a refrigerant with some current refrigerants.** International Journal of Energy Research, v. 29, p. 947 – 959, 2005.
- KOSAR, A.; KUO, C. J.; PELES, Y. **Suppression of boiling flow oscillations in parallel microchannels by inlet restrictors.** Journal of Heat Transfer, v. 128, p. 251 – 260, 2006.
- LEE, Ho-S; SON, C-H. **Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R-290, R-600a, R-134a and R-22 in horizontal tubes.** Heat and Mass Transfer, v. 46, p. 571 – 584, 2010.
- LEE, H. S.; YOON, J. I.; KIM, J. D.; BANSAL, P. **Evaporating heat transfer and pressure drop of hydrocarbon refrigerants in 9.52 and 12.70 mm smooth tube.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 48, p. 2351 – 2359, 2005.
- LEMMON, M.L., McLINDEN, M.O. **NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP.** National Institute of Standards and Technology. Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2007.
- LIU, D.; GARIMELLA, S. V.; **Flow boiling heat transfer in microchannels.** Journal of Heat Transfer, v. 129, p. 1321 – 1332, 2007.
- MAURO, A. W.; THOME, J. R.; TOTO, D.; VANOLI, G. P. **Saturated critical heat flux in a multi-microchannel heat sink fed by a split flow system.** Experimental Fluid Science, v. 34, p. 81 – 92, 2010.
- MEHENDALE, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, R.K. **Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design.** Applied Mechanics Reviews. 53(7), 175 – 193, 2000.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H.N. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 6ª Edição. Rio de Janeiro: LTC, 2011.
- NASCIMENTO, F. J. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e da perda de pressão em um dissipador de calor baseado em microcanais.** Dissertação Mestrado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo (USP), São Carlos, 2012.
- OLIVEIRA, J.D. **Estudo experimental da transferência de calor e queda de pressão na ebulição do isobutano em um mini-tubo.** Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo, 2013.

ONG, C. L., THOME, J. R. **Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements.** *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 35, p. 37 – 47, 2011.

PAMITRAN, A. S; CHOI, K-I; OH, J-T, HRNJAK, P. **Characteristics of two-phase flow pattern transitions and pressure drop of five refrigerants in horizontal circular small tubes.** *International Journal of Refrigeration*, v. 33, n. 3, p. 578 – 588, 2010.

PETTERSEN, J. **Flow vaporization of CO₂ in microchannel tubes.** *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 28, p. 111 – 121, 2004.

RIBATSKI, G. **A critical overview on the recent literature concerning flow boiling and two-phase flows inside microscale channels.** In: ECI 8th International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer. Lausanne, Switzerland, 2012.

REVELLIN, R., THOME, J. R. **Experimental investigation of R-134a and R-245fa two-phase flow in microchannels for different flow conditions.** *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 28, p. 63 – 71, 2007.

SAITOH, S.; DAIGUJI, H.; HIHARA, E. **Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*. v. 48, n. 23 – 24, p. 4973 – 4984, 2005.

SHIFERAW, D. *et al.* **Examination of heat transfer correlations and a model flow boiling of R-134a in small diameters tubes.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 50, n. 25 – 26, p. 5177 – 5193, 2007.

SHIN, J. Y.; KIM, M. S.; RO, S. T. **Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures in a horizontal tube.** *International Journal of Refrigeration*, v. 20, p. 267 – 275, 1997.

SURANAREE University of Technology. **Isobutane Table.** Disponível em: <http://eng.sut.ac.th/ae/engsut/sites/default/files/Isobutane_table.pdf> Acesso em 20 mar. 2014.

TAITEL, Y.; DUKLER, A.E. **A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow.** *AIChE Journal*, v. 22, p. 47 – 55, 1976.

THOME, J. R. **Engineering Databook III.** 2004. Disponível em <<http://www.thermalfuidscentral.org/e-books/book-intro.php?b=38>> Acesso em 16 jan. 2014.

THOME, J. R. *et al.* **Flow boiling of ammonia and hydrocarbons: A state-of-the-art review.** *International Journal of Refrigeration*, v. 31, 603 – 620, 2008.

TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. **Flow boiling heat transfer of R-134a and R-245fa in a 2.3 mm tube.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 53, n. 11 – 12, p. 2459 – 2468, 2010.

- TIBIRIÇÁ, C.B. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e do fluxo crítico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais.** Tese Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo (USP), São Carlos, 2011.
- TRAN, T. N. *et al.* **Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channel: an experimental investigation and correlation development.** International Journal of Multiphase Flow, v. 26, p. 1739 – 1754, 2000.
- TRIPLETT, K.; GHIAASIAAN, S.; ABDEL-KHALIK, S.I.; SADOWSKI, D.L. **Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns.** International Journal of Multiphase Flow, v. 25, p. 377 – 394, 1999.
- ULLMANN, A.; BRAUNER, N. **The prediction of flow pattern maps in mini channels.** 4th Japanese-European Two-phase Flow Group Meeting, Kyoto. 2006.
- VAKILI-FARAHANI, F.; AGOSTINI, B.; THOME, J. R. **Experimental study on flow boiling heat transfer of multiport tubes with R245fa and R1234ze(E).** International Journal of Refrigeration, v. 36, p. 335 – 352, 2013.
- WOJTAN, L.; URSENBACHER, T., THOME, J.R. **Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two-phases flow pattern map.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 48, p. 2955 – 2969, 2005.
- WALTER FILHO, P. H. A. **Método para a determinação das frações volumétricas de escoamentos bifásicos baseado na análise de funções de resposta em frequência da tubulação.** Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal Fluminense (UFF), Niterói, 2010.
- XU, J. L.; SHEN, S.; GAN, Y. H.; LI, Y. X.; ZHANG, W.; SU, Q. C. **Transient flow pattern based microscale boiling heat transfer mechanism.** Journal of Micromechanical and Microengineering, v. 15, p. 1344 – 1361, 2005.
- YAN, Y-Y.; LIN, T-F. **Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe.** International Journal of Heat and Mass Transfer. v. 41, p. 4183 – 4194, 1998.
- YOON, W. J.; SEO, K.; CHUNG, H. J.; KIM, Y. **Performance optimization of dual-loop cycles using R-600a and hydrocarbon mixtures designed for a domestic refrigerator-freezer.** International Journal of Refrigeration, v. 35, p. 1657 – 1667, 2012.
- YUN, R.; KIM, Y.; KIM, M.S. **Convective boiling heat transfer characteristics of CO₂ in microchannels.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 48, p. 235 – 242, 2005.
- ZHANG, J.; DIAO, Y. H.; ZHANG, Y. N. **An experimental study of the characteristics of fluid flow and heat transfer in the multiport microchannel flat tube.** Applied Thermal Engineering, v. 65, p. 209 – 218, 2014.

APÊNDICE A – CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

Todos os termopares passaram por um processo de calibração, utilizando um banho térmico, um aparelho para aquisição de dados e um termômetro de referência. O termômetro de referência adotado foi calibrado pela empresa METROSUL – Soluções em Metrologia, cuja incerteza é de 0,05 °C. No total foram calibrados 23 termopares. Para a calibração, o termômetro de referência foi colocado no banho térmico a uma determinada profundidade, e os termopares foram todos posicionados ligeiramente ao lado do termômetro e na mesma profundidade do bulbo de mercúrio do termômetro de referência. O banho térmico foi posto temperaturas de 5 a 40 °C, com intervalos de 5 °C. Para cada temperatura selecionada, foram anotados os valores de temperatura do termômetro de mercúrio e foram realizadas 200 medidas para cada termopar para obter uma média, sendo que o intervalo entre cada medida foi de 1 s. Com as médias de cada termopar e com as temperaturas do termômetro de referência, foram geradas as seguintes equações para cada termopar:

$$T_{1CS} = 0,9956T_{termopar01} + 0,1918 \quad A1.1$$

$$T_{1ES} = 0,9976T_{termopar02} + 0,1054 \quad A1.2$$

$$T_{1DS} = 0,9992T_{termopar03} + 0,0098 \quad A1.3$$

$$T_{2CS} = 0,9991T_{termopar04} + 0,0349 \quad A1.4$$

$$T_{2ES} = 0,9991T_{termopar05} + 0,0218 \quad A1.5$$

$$T_{2DS} = 0,9989T_{termopar06} + 0,0749 \quad A1.6$$

$$T_{3CS} = 0,9988T_{termopar07} + 0,1022 \quad A1.7$$

$$T_{3ES} = 0,9978T_{termopar08} + 0,1475 \quad A1.8$$

$$T_{3DS} = 0,9967T_{termopar09} + 0,2015 \quad A1.9$$

$$T_{4CS} = 0,9967T_{termopar10} + 0,3185 \quad A1.10$$

$$T_{4ES} = 0,9952T_{termopar11} + 0,3616 \quad A1.11$$

$$T_{4DS} = 0,9893T_{termopar12} + 0,5103 \quad A1.12$$

$$T_{5CS?} = 0,993T_{termopar13} + 0,4131 \quad A1.13$$

$$T_{5ES} = 0,9949T_{termopar14} + 0,1321 \quad A1.14$$

$$T_{5DS} = 0,9992T_{termopar15} + 0,2398 \quad A1.15$$

$$T_{ePA} = 1,003T_{termopar16} + 0,2526 \quad A1.16$$

$$T_{SPA} = 0,9969T_{termopar17} + 0,09 \quad A1.17$$

$$T_{SST} = 0,9981T_{termopar18} + 0,0497 \quad A1.18$$

$$T_{PA1} = 0,9985T_{termopar19} + 0,1397 \quad A1.19$$

$$T_{PA2} = 0,9969T_{termopar20} + 0,1295 \quad A1.20$$

$$T_{PA3} = 0,9963T_{termopar21} + 0,252 \quad A1.21$$

$$T_{PA4} = 0,9958T_{termopar22} + 0,2419 \quad A1.22$$

$$T_{PA5} = 0,9955T_{termopar23} + 0,2995 \quad A1.23$$

APÊNDICE B – DETERMINAÇÃO DAS INCERTEZAS PROPAGADAS

Com a finalidade de reduzir a incerteza dos termopares, do tipo T especial, utilizados na bancada de testes, foi realizada a calibração dos termopares conforme descrito no APÊNDICE A e foi determinada a incerteza propagada. A incerteza do termômetro de referência e a incerteza referente ao polinômio de cada um dos termopares é determinada através do desvio padrão da diferença entre a temperatura medida pelo termopar, T_{term} , e a temperatura medida pelo termômetro de referência, T_{ref} , conforme a Eq. B.1

$$dT_{term} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_{term} - T_{ref})^2}{n-1}} \quad \text{B.1}$$

onde n representa o número de medidas realizadas para uma única temperatura de referência.

Com isso, a incerteza propagada da temperatura, dT , é dada pela Eq. B.2.

$$dT = \sqrt{(dT_{term})^2 + (dT_{ref})^2} \quad \text{B.2}$$

através deste método, a incerteza de cada termopar foi reduzida para 0,302 °C.

Para determinar a incerteza da temperatura da parede interna, $dT_{p,i}$, é necessário determinar as derivadas parciais da Eq. 3.4, dadas pelas Eqs. B.3 a B.7.

$$\frac{\partial T_{p,i}}{\partial T_{p,e}} = 1 \quad \text{B.3}$$

$$\frac{\partial T_{p,i}}{\partial q} = \frac{-e}{kA_{sup,i}} \quad \text{B.4}$$

$$\frac{\partial T_{p,i}}{\partial e} = \frac{-q}{kA_{sup,i}} \quad \text{B.5}$$

$$\frac{\partial T_{p,i}}{\partial k} = \frac{qe}{k^2 A_{\text{sup},i}} \quad \text{B.6}$$

$$\frac{\partial T_{p,i}}{\partial A_{\text{sup},i}} = \frac{qe}{k A_{\text{sup},i}^2} \quad \text{B.7}$$

A incerteza propagada da $T_{p,i}$ é, então, determinada pela Eq. B.8.

$$dT_{p,i} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial T_{p,e}} dT_{p,e}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial q} dq\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial e} de\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial k} dk\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{p,i}}{\partial A_{\text{sup},i}} dA_{\text{sup},i}\right)^2}$$

Em relação à incerteza da velocidade mássica, G , é necessário obter as derivadas parciais da Eq. 3.2, conforme as Eqs. B.9 e B.10

$$\frac{\partial G}{\partial \dot{m}} = \frac{1}{A_{\text{sec}}} \quad \text{B.9}$$

$$\frac{\partial G}{\partial A_{\text{sec}}} = \frac{\dot{m}}{A_{\text{sec}}^2} \quad \text{B.10}$$

A incerteza propagada da G é, então, determinada pela Eq. B.11

$$dG = \sqrt{\left(\frac{\partial G}{\partial \dot{m}} d\dot{m}\right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial A_{\text{sec}}} dA_{\text{sec}}\right)^2} \quad \text{B.11}$$

Referente ao fluxo de calor, q'' , é necessário obter as derivadas parciais da Eq. 3.3, que são dadas pelas Eqs. B.12 e B.13.

$$\frac{\partial q''}{\partial q} = \frac{1}{A_{\text{sup},e}} \quad \text{B.12}$$

$$\frac{\partial q''}{\partial A_{\text{sup},e}} = \frac{q}{A_{\text{sup},e}^2} \quad \text{B.13}$$

A incerteza propagada do q'' é, então, determinada pela Eq. B.14

$$dq'' = \sqrt{\left(\frac{\partial q''}{\partial q} dq\right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial A_{\text{sup},e}} dA_{\text{sup},e}\right)^2} \quad \text{B.14}$$

O coeficiente de transferência de calor experimental, h_{exp} , é determinado pela Eq. 2.5 e, para determinar sua incerteza propagada, é preciso obter as derivadas parciais conforme as Eqs. B.15 a B.17

$$\frac{\partial h}{\partial q''} = \frac{1}{(T_{p,i} - T_{\text{sat}})} \quad \text{B.15}$$

$$\frac{\partial h}{\partial T_{p,i}} = \frac{-q''}{(T_{p,i} - T_{\text{sat}})^2} \quad \text{B.16}$$

$$\frac{\partial h}{\partial T_{\text{sat}}} = \frac{-q''}{(T_{p,i} - T_{\text{sat}})^2} \quad \text{B.17}$$

A incerteza propagada do h é então determinada pela Eq. B.18.

$$dh = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial q''} dq''\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{p,i}} dT_{p,i}\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{\text{sat}}} dT_{\text{sat}}\right)^2} \quad \text{B.18}$$

Para determinar a incerteza na pressão local, p_z , é necessário determinar as derivadas parciais da Eq. 3.6 conforme segue nas Eqs. B.19 a B.22.

$$\frac{\partial p_z}{\partial p_i} = 1 \quad \text{B.19}$$

$$\frac{\partial p_z}{\partial \Delta p} = \frac{-z}{L} \quad \text{B.20}$$

$$\frac{\partial p_z}{\partial z} = \frac{-\Delta p}{L} \quad \text{B.21}$$

$$\frac{\partial p_z}{\partial L} = \frac{-\Delta p_z}{L^2} \quad \text{B.22}$$

A incerteza propagada da p_z , é determinada pela Eq. B.23

$$dp_z = \sqrt{\left(\frac{\partial p_z}{\partial p_i} dp_i\right)^2 + \left(\frac{\partial p_z}{\partial \Delta p} d\Delta p\right)^2 + \left(\frac{\partial p_z}{\partial z} dz\right)^2 + \left(\frac{\partial p_z}{\partial L} dL\right)^2} \quad \text{B.23}$$

Em relação à incerteza propagada da entalpia de entrada na seção de testes, $i_{e,ST}$, pode ser determinada pela Eq. B. 24.

$$i_{e,ST} = i_{s,PH} + \frac{q_{PH}}{\dot{m}} \quad \text{B.24}$$

As derivadas parciais da Eq. B.24 estão determinadas nas Eqs. B.25 a B.27

$$\frac{\partial i_{e,ST}}{\partial i_{s,PH}} = 1 \quad \text{B.25}$$

$$\frac{\partial i_{e,ST}}{\partial q_{PH}} = \frac{1}{\dot{m}} \quad \text{B.26}$$

$$\frac{\partial i_{e,ST}}{\partial \dot{m}} = \frac{q_{PH}}{\dot{m}^2} \quad \text{B.27}$$

A incerteza propagada da $i_{e,ST}$ é, então, determinada pela Eq. B.87.

$$di_{e,ST} = \sqrt{\left(\frac{\partial i_{e,ST}}{\partial i_{s,PH}} di_{s,PH}\right)^2 + \left(\frac{\partial i_{e,ST}}{\partial q_{PH}} dq_{PH}\right)^2 + \left(\frac{\partial i_{e,ST}}{\partial \dot{m}} d\dot{m}\right)^2} \quad \text{B.28}$$

Em relação à incerteza propagada do título de vapor, X , é necessário determinar as derivadas parciais da Eq. 3.5, conforme representado nas Eqs. B.29 a B.31.

$$\frac{\partial X}{\partial i_{e,ST}} = \frac{1}{i_{lv}} \quad \text{B.29}$$

$$\frac{\partial X}{\partial i_l} = \frac{-1}{i_{lv}} \quad \text{B.30}$$

$$\frac{\partial X}{\partial i_{lv}} = \frac{(i_{e,ST} - i_l)}{i_{lv}^2} \quad \text{B.31}$$

A equação para a determinação da incerteza propagada do X fica conforme a Eq. B.32.

$$dX = \sqrt{\left(\frac{\partial X}{\partial i_{e,ST}} di_{e,ST}\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial i_l} di_l\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial i_{lv}} di_{lv}\right)^2} \quad \text{B.32}$$

Os dados de temperatura de saturação, entalpia de líquido saturado e entalpia de vapor saturado, em função da temperatura da pressão absoluta medida experimentalmente, foram obtidos a partir do software REFPROP e, com base nos dados experimentais, foram determinadas as regressões lineares conforme as Eqs. B.33 a B.35.

$$T_{sat} = 0,109p_{sat} \quad \text{B.33}$$

$$i_l = 0,255p_{sat} \quad \text{B.34}$$

$$i_{lv} = -0,110p_{sat} \quad \text{B.35}$$

Para a determinação da incerteza propagada de T_{sat} , i_l e i_{lv} , foram feitas as derivadas parciais das Eqs. B.33 a B.35 em função de p_{sat} e as incertezas propagadas ficam conforme as Eqs. B.36 a B.38.

$$dT_{sat} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{sat}}{\partial p_{sat}} dp_{sat}\right)^2} \quad \text{B.36}$$

$$di_l = \sqrt{\left(\frac{\partial i_l}{\partial p_{sat}} dp_{sat}\right)^2} \quad \text{B.37}$$

$$di_{lv} = \sqrt{\left(\frac{\partial i_{lv}}{\partial p_{sat}} dp_{sat}\right)^2} \quad \text{B.38}$$

APÊNDICE C – TESTES DE CONSTRUÇÃO DA SEÇÃO DE VISUALIZAÇÃO

A parte inicial da construção iniciou com retirada da parede superior do tubo de multi canais. Analisando o tubo, optou-se por realizar o procedimento com uma máquina de eletroerosão a fio (MITSUBISHI, modelo FX10K). Foram realizados vários testes até atingir o corte com o melhor alinhamento. Os testes realizados estão ilustrados na Fig. B1.



Figura B1 – Teste de corte da parede superior

A construção da seção de visualização passou por uma evolução nos seus modelos em relação ao projeto inicial, cuja finalidade era proporcionar a visualização do escoamento com o mínimo de interferência no canal. Como primeira etapa do processo foram realizados desenhos no programa SolidWorks (2013). A Fig. B2 apresenta o desenho inicial realizado no programa SolidWorks.

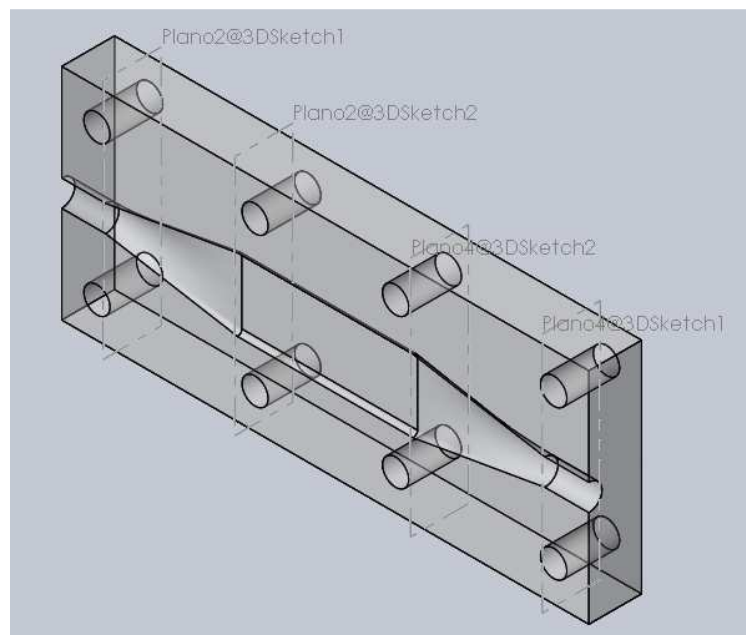


Figura B2 – Desenho inicial do projeto da SV.

Os projetos abaixo descritos estão em ordem de evolução, e suas características de construção e vedação estão especificadas junto com cada projeto. Para a construção das peças, os desenhos foram usinados em uma fresadora (DIPLOMAT, modelo 3001).

O primeiro projeto, mostrado na Fig. B3 foi usinado em acrílico, de forma bipartida. As duas partes foram coladas com uma cola especial para acrílico. As duas superfícies foram lixadas e, após, preparadas para a colagem aplicando primeiro um verniz bi-componente da marca SHERWIN WILLIAMS, modelo Verniz 8000 e Endurecedor 055. Este produto serviu como base para a cola de acrílico, além de tornar o acrílico novamente transparente devido aos arranhões causados pela lixa. A cola para acrílico utilizada foi da marca ARALSUL PRODUTOS QUÍMICOS, modelo Doming PU Aral 51A e B. Nas junções com as tubulações e na interface entre as duas peças de acrílico, foi aplicado um adesivo epóxi da marca PULVITEC DO BRASIL, modelo Poly Hobby resina e endurecedor. A Fig. B1 mostra o modelo pronto e instalado na bancada.



Figura B3 – Primeiro modelo da seção de visualização feito em acrílico

Este primeiro modelo não suportou a pressão dos testes de ajuste realizados com o R-134a, que chegou a 700 kPa. Na junção das duas partes do acrílico ocorreu o vazamento devido a pequenas bolhas que ficaram na colagem entre as duas superfícies. Para tentar sanar este problema, foi inserido nas frestas clorofórmio PA para fazer a junção das duas partes, porém o vazamento persistiu.

Como alternativa, foi inserida uma borracha vedante entre as duas superfícies, e novamente foi feita a colagem, além de terem sido colocados mais quatro parafusos para evitar vazamentos e pressionar mais a borracha. A Fig. B4 apresenta a segunda tentativa para conter os vazamentos.



Figura B4 – Alternativa para conter os vazamentos do primeiro modelo da seção de visualização.

Devido aos problemas de vazamento a peça foi novamente usinada em duas partes, mas com fixação por meio de parafusos. São 10 parafusos fixados na vertical e 8 parafusos de na horizontal. Nesta peça não foi utilizada a cola bi-componente para a vedação, e sim foram utilizados anéis o-ring em toda a extensão, conforme mostra a Fig. B5. Ao ser pressionado, este anel o-ring selou as duas partes sem a necessidade de cola química.

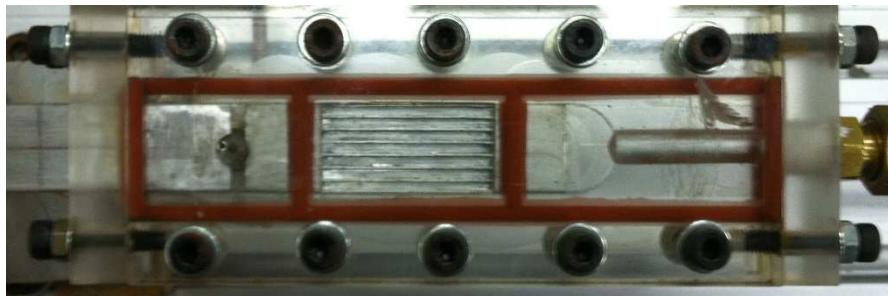


Figura B5 – Modelo da seção de visualização feito em acrílico

Como o acrílico não se mostrou resistente as pressões de operação e apresentou trincas durante os testes, a peça final foi substituída por uma peça em policarbonato por ser um material mais resistente e o o-ring vermelho foi substituído por um o-ring preto por apresentar maior compatibilidade com o fluido.