

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Dalton Bertoldi

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DE ESCOAMENTOS
BIFÁSICOS COM MUDANÇA DE FASE DE UMA MISTURA
BINÁRIA EM UM TUBO DE VENTURI

Florianópolis
2014

Dalton Bertoldi

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DE ESCOAMENTOS
BIFÁSICOS COM MUDANÇA DE FASE DE UMA MISTURA
BINÁRIA EM UM TUBO DE VENTURI

Tese submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Santa Catarina
para a obtenção do Grau de Doutor em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Jader Riso Barbosa
Jr., Ph.D.

Florianópolis
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Bertoldi, Dalton
INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DE ESCOAMENTOS BIFÁSICOS COM
MUDANÇA DE FASE DE UMA MISTURA BINÁRIA EM UM TUBO DE
VENTURI / Dalton Bertoldi ; orientador, Jader Riso Barbosa
Junior - Florianópolis, SC, 2014.
147 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. escoamentos bifásicos. 3.
Cavitação. 4. Venturi. 5. Mistura binária. I. Barbosa
Junior, Jader Riso. II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
III. Título.

Dalton Bertoldi

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DE ESCOAMENTOS
BIFÁSICOS COM MUDANÇA DE FASE DE UMA MISTURA
BINÁRIA EM UM TUBO DE VENTURI

Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 3 de outubro de 2014.

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D. – Orientador

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Júnior, Dr. – Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Jader Riso Barbosa, Jr., Ph.D. – Presidente

Prof. Luis Fernando A. Azevedo, Ph.D. – Relator

Prof. Emilio Ernesto Paladino, Dr.

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.

Prof. Júlio César Passos, Dr.

Prof. Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales, Dr.

Ao meu pequeno (futuramente grande), Gustavo,
e a minha esposa, amiga e companheira, Franciele.

AGRADECIMENTOS

A minha esposa, Franciele, e ao meu filho, Gustavo.

Aos meus pais, Mário e Solange, aos meus sogros, José e Marisa, e as minhas irmãs, Bruna e Letícia.

Ao Professor Jader R. Barbosa Jr., pela oportunidade de trabalharmos juntos, pela orientação deste trabalho e pela sua dedicação ao progresso científico.

Aos alunos de iniciação científica, Caio Cesar Silva Dallalba, Eduardo Strle, Marcus Vinicius Pedron Carneiro, Rafael Dantas de Souza e Rafael Yamaguti Lenocho, pelo esforço e dedicação ao longo deste trabalho.

Aos técnicos, Marcelo Cardoso Ribeiro, Marcos Espíndola, Pedro Oliveira Cardoso e Rafael Valdir de Lima, pelo auxílio no projeto e na construção da bancada experimental.

Aos colegas, Daniel Hense, Evandro Dário (Totó), Gustavo Portella, Jaime Lozano, João Paulo Dias, Joel Boeng, Juliano Heidrich, Júlio Ferreira, Marcus Alves, Moisés Marcelino Neto, Paulo Sedrez, Paulo Trevizoli, Pedro Magalhães e Rodrigo Pizarro, pela amizade, discussões e conhecimentos compartilhados.

Aos funcionários do POLO (Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica), Eliana Camassola, Luis Antônio Torquato Vieira, Márcia dos Santos, Nara Santos, Robson Rodrigues dos Santos e Vanessa Cardoso, pelo apoio administrativo.

Aos membros da banca examinadora e ao corpo docente do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos e esforço continuado na busca do saber.

Ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) e a Petrobrás (Petróleo Brasileiro S.A.), pelo suporte financeiro.

RESUMO

Escoamentos bifásicos em singularidades (válvulas, orifícios ou tubos de Venturi) são encontrados em diversas aplicações de engenharia. Exemplos industriais de escoamentos bifásicos com a presença da cavitação (*flashing*) em dispositivos de expansão podem ser encontrados em usinas geotérmicas (bocais), sistemas emergenciais (válvulas de alívio), sistemas de refrigeração (válvulas, tubos curtos e tubos capilares) e dispositivos de medição de vazão (tubos de Venturi). Um aparato experimental foi projetado e construído a fim de estudar os escoamentos bifásicos de misturas binárias com mudança de fase por cavitação em um bocal convergente-divergente (tubo de Venturi). Discute-se a influência do fluxo mássico da mistura, da concentração mássica do componente volátil na fase líquida e do grau de sobrepressão (subsaturação) na entrada da seção de teste sobre as distribuições de pressão estática e temperatura ao longo da seção de teste. A utilização de uma seção de teste transparente permitiu a observação visual, tanto da mudança de fase líquido-vapor como do escoamento bifásico, por meio de imagens capturadas a alta velocidade. O método de Velocimetria por Imagem de Partícula (PIV) possibilitou a avaliação quantitativa dos campos de velocidades e das taxas de dissipação viscosas dos escoamentos. Resultados experimentais obtidos para as misturas de R-134a (componente volátil) e óleo lubrificante POE ISO 10 (componente não-volátil) mostraram que a viscosidade da fase líquida tem um efeito significativo sobre a queda de pressão na garganta e sobre a recuperação de pressão na seção divergente, sendo esta última inversamente proporcional à concentração de refrigerante na fase líquida. A análise visual da cavitação de bolhas no bocal convergente-divergente revelou que a ocorrência do escoamento bifásico na garganta e a jusante dela é bastante sensível a mudanças nas condições do escoamento. As bolhas de vapor presentes no escoamento atuaram, juntamente com a rodamina B, como partículas rastreadoras para o PIV. Verificou-se que à medida que a concentração mássica aumenta, os níveis de velocidade na região da garganta diminuem. Os resultados experimentais obtidos pelo método PIV permitiram concluir que a taxa de dissipação viscosa é alterada majoritariamente pela viscosidade da mistura.

ABSTRACT

Flows through singularities (e.g., valves, orifices or Venturi tubes) are encountered in several engineering applications. Industrial examples of two-phase flashing flows in expansion devices can be found in geothermal power plants (nozzles), emergency systems (safety relief valves), refrigeration systems (valves, short tubes and capillary tubes) and flow metering devices (Venturi tubes). An experimental facility was designed and constructed in order to study two-phase flashing flows of binary mixtures in a converging-diverging nozzle (Venturi tube). The effects of mass flux, concentration of the volatile component in the liquid phase and inlet sub-saturation (over pressure) on the axial distributions of static pressure and temperature is discussed. A transparent test section enabled visual observation of the two-phase flow in the Venturi by means of high-speed visualization (HSV) and quantitative assessments of the velocity field and the viscosity dissipation rates by means of a particle image velocimetry (PIV) method. Experimental results generated for mixtures of R-134a (volatile component) and POE ISO 10 lubricating oil (non-volatile component) showed that the liquid phase viscosity has a significant effect on both the throat pressure drop and pressure recovery in the diverging section, with the latter being directly proportional to the refrigerant concentration in the liquid phase. Visual analysis of bubble cavitation in the converging-diverging nozzle revealed that the occurrence of two-phase flow in the throat and downstream of it is quite sensitive to changes in the conditions of the flow. R-134a vapor bubbles and rhodamine B acted as PIV tracking particles. PIV analysis showed that as refrigerant concentration increases, Venturi throat velocity levels decrease. Viscosity dissipation rates are mainly altered by the mixture viscosity.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Regimes de escoamento bifásico gás-líquido encontrados em tubos horizontais. Adaptado de GHIAASIAAN (2007).....	24
Figura 2.1 – Linha do tempo dos trabalhos revisados.	30
Figura 2.2 – Escoamentos bifásicos ar e água através de dois tubos de Venturi verticais (THANG e DAVIS, 1979).....	34
Figura 2.3 – Escoamentos bifásicos de He I (imagem à esquerda) e He II (imagem à direita) através de um tubo de Venturi. O sensor de temperatura, com dimensão de 1 mm, pode ser visto em ambas as imagens (ISHII e MURAKAMI, 2003).....	45
Figura 2.4 – Classificação dos artigos revisados: diagrama de Venn modificado.....	48
Figura 3.1 – Desenho esquemático da bancada experimental.	52
Figura 3.2 – Representação tridimensional do circuito principal.	54
Figura 3.3 – Representação tridimensional do circuito auxiliar.	56
Figura 3.4 – Configuração final da seção de teste: (a) entrada, (b) desenvolvimento, (c) Venturi e (d) saída.....	59
Figura 3.5 – Vista em corte do tubo de Venturi (dimensões em milímetros).	60
Figura 3.6 – Posições das tomadas de pressão e temperatura ao longo da seção de teste (dimensões em milímetros).	60
Figura 3.7 – Vista em corte das tomadas de pressão e temperatura na seção de teste.....	61
Figura 3.8 – Conjunto de medição das pressões na seção de teste: tomadas de pressão, ramais e transdutor de pressão manométrica.	62
Figura 3.9 – Conjunto de medição das pressões na seção de teste: transdutor de pressão diferencial.	62
Figura 3.10 – Esquema ilustrativo do sistema PIV.	64
Figura 3.11 – Aplicação do método PIV. Adaptado de LAVISION (2014).	65
Figura 3.12 – Esquema de montagem e posicionamento do sistema PIV junto à seção de teste.....	66
Figura 3.13 – Representação esquemática do conjunto utilizado na análise gravimétrica.....	68
Figura 3.14 – Montagem do conjunto de equipamentos relacionados a captura de imagens em alta velocidade.	70
Figura 3.15 – Mapas para a pressão do ponto de bolha [kPa] em função da concentração [% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$] e da temperatura [°C].....	75

Figura 3.16 – Perfis de velocidade teóricos e experimentais para o escoamento de óleo POE ISO 10 puro segundo números de Reynolds iguais a (a) 569 e (b) 816.	77
Figura 4.1 – Pressão ao longo da seção de teste para diferentes concentrações mássicas de refrigerante: casos 0 (0,0% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 1 (16,1% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 2 (21,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 3 (30,1% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 4 (39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$) e 5 (46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$)..	81
Figura 4.2 – Correlação entre a queda de pressão na seção convergente (entre tomadas n ^{os} 1 e 4) e a viscosidade dinâmica da mistura líquida para diferentes concentrações mássicas de refrigerante (casos 0 a 5).	83
Figura 4.3 – Temperatura ao longo da seção de teste para diferentes concentrações mássicas de refrigerante: casos 0 (0,0% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 1 (16,1% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 2 (21,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 3 (30,1% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 4 (39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$) e 5 (46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$)..	84
Figura 4.4 – Imagens capturadas com a câmera de alta velocidade para diferentes concentrações mássicas de refrigerante. As imagens referem-se, na sequência de cima para baixo, aos casos 1 (16,1% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 2 (21,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 3 (30,1% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 4 (39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$) e 5 (46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$).	85
Figura 4.5 – Sequência de imagens (intervalo de tempo igual a 289 μs) capturadas com a câmera de alta velocidade para uma condição de fluxo mássico fixo e igual a 610 $\text{kg}/\text{m}^2.\text{s}$ (nominal) e concentrações mássicas de refrigerante iguais a (a) 16,1 e (b) 39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$. As imagens (a) e (b) referem-se aos casos 1 e 4, respectivamente.	87
Figura 4.6 – Influência da mudança de fase líquido-vapor na tomada de pressão da garganta.	91
Figura 4.7 – Pressão ao longo da seção de teste para diferentes fluxos mássicos: casos 5 ($G = 611,2 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$), 6 ($G = 530,2 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$) e 7 ($G = 691,6 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$).	92
Figura 4.8 – Temperatura ao longo da seção de teste para diferentes fluxos mássicos: casos 5 ($G = 611,2 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$), 6 ($G = 530,2 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$) e 7 ($G = 691,6 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$).	93
Figura 4.9 – Imagens capturadas com a câmera de alta velocidade para diferentes fluxos mássicos. As imagens referem-se, na sequência de cima para baixo, aos casos 6 ($G = 530,2 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$), 5 ($G = 611,2 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$) e 7 ($G = 691,6 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$).	94
Figura 4.10 – Pressão ao longo da seção de teste para diferentes sobrepressões: casos 5 ($p_{\text{entrada}} = 863 \text{ kPa}$), 8 ($p_{\text{entrada}} = 854 \text{ kPa}$), 9 ($p_{\text{entrada}} = 873 \text{ kPa}$) e 10 ($p_{\text{entrada}} = 881 \text{ kPa}$).	96

Figura 4.11 – Temperatura ao longo da seção de teste para diferentes sobre pressões: casos 5 ($p_{entrada} = 863$ kPa), 8 ($p_{entrada} = 854$ kPa), 9 ($p_{entrada} = 873$ kPa) e 10 ($p_{entrada} = 881$ kPa).....	96
Figura 4.12 – Imagens capturadas com a câmera de alta velocidade para diferentes sobre pressões. As imagens referem-se, na sequência de cima para baixo, aos casos 8 ($p_{entrada} = 854$ kPa), 5 ($p_{entrada} = 863$ kPa), 9 ($p_{entrada} = 873$ kPa) e 10 ($p_{entrada} = 881$ kPa).....	97
Figura 4.13 – Correlação entre a pressão dinâmica, avaliada na garganta, e a queda de pressão no Venturi, mensurada entre as tomadas n ^{os} 3 e 5, para todos os casos testados.	98
Figura 4.14 – Imagens cruas capturadas pela câmera do PIV para o escoamento (caso 4) com concentração e fluxo mássicos iguais a 39,4% $kg_{R-134a}/kg_{mistura}$ e 611,2 $kg/m^2.s$, respectivamente	100
Figura 4.15 – Vetores velocidade (m/s) sobrepostos às imagens cruas, nas regiões próximas a garganta, para os casos (a) 1 e (b) 4.	103
Figura 4.16 – Velocidades (m/s) para o escoamento (caso 0) com concentração e fluxo mássicos iguais a 0,0% $kg_{R-134a}/kg_{mistura}$ e 609,5 $kg/m^2.s$, respectivamente: (a) instantânea e (b) média.	105
Figura 4.17 – Velocidades (m/s) para o escoamento (caso 4) com concentração e fluxo mássicos iguais a 39,4% $kg_{R-134a}/kg_{mistura}$ e 611,2 $kg/m^2.s$, respectivamente: (a) instantânea e (b) média	106
Figura 4.18 – Isolinhas de velocidade para o escoamento (caso 4) com concentração e fluxo mássicos iguais a 39,4% $kg_{R-134a}/kg_{mistura}$ e 611,2 $kg/m^2.s$, respectivamente: (a) instantânea e (b) média.	108
Figura 4.19 – Isolinhas de velocidade médias para os casos 0, 1, 3 e 4.	109
Figura 4.20 – Vetores velocidade (m/s) instantâneos, sobrepostos à imagem crua do PIV, na seção divergente para o escoamento (caso 4) com concentração e fluxo mássicos iguais a 39,4% $kg_{R-134a}/kg_{mistura}$ e 611,2 $kg/m^2.s$, respectivamente.	110
Figura 4.21 – Taxas de dissipação viscosa médias (Pa/s) para os casos (a) 1 e (b) 4.	112
Figura 4.22 – Taxas de dissipação viscosa médias (Pa/s) para os casos (a) 4 e (b) 9.	113
Figura 4.23 – Razões $R\phi/\mu$ em (s^{-2}) para os casos 0, 1, 4 e 9 nas posições (a) $z^* = 695$ mm, (b) $z^* = 700$ mm e (c) $z^* = 745$ mm.	115
Figura C.1 – Esquema de montagem e posicionamento do laser junto à seção de teste.....	145
Figura C.2 – Máscara para verificação do alinhamento do feixe de laser ao plano de análise xy.....	146

Figura C.3 – Esquema de montagem e posicionamento da câmera digital junto à seção de teste..... 147

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedades dos materiais para a seção de teste.....	58
Tabela 3.2 – Comparativo entre as quedas de pressão monofásica experimentais e calculadas.	76
Tabela 4.1 – Características de teste para todos os casos analisados. ...	80
Tabela 4.2 – Pressões absolutas para diferentes concentrações mássicas.	88
Tabela B.1 – Incertezas das medições diâmetro e comprimento [mm].	137
Tabela B.2 – Incertezas das medições de pressão absoluta [kPa].	137
Tabela B.3 – Incertezas expandidas das medições de pressão diferencial [Pa].	138
Tabela B.4 – Incertezas expandidas das medições de temperatura [°C].	139
Tabela B.5 – Incertezas das medições de vazão mássica [kg/h].	139
Tabela B.6 – Incertezas das medições de concentração mássica de refrigerante na mistura [% kg _{R-134a} /kg _{mistura}].	141
Tabela B.7 – Incertezas calculadas para o fluxo mássico [kg/m ² .s]....	142
Tabela B.8 – Incertezas calculadas para os perfis de velocidades teóricos avaliados segundo os fluxos mássicos [m/s].	142
Tabela B.9 – Incertezas calculadas para as pressões de saturação avaliadas pela curva do fabricante [kPa].	143
Tabela B.10 – Incertezas calculadas para as pressões de saturação avaliadas pela regressão de dados experimentais [kPa].	143

LISTA DE SÍMBOLOS

ROMANOS

Símbolo	Descrição	Unidade
b	Incerteza sistemática	[-]
D	Diâmetro da seção transversal	[m]
\bar{D}	Diâmetro médio das bolhas de vapor	[m]
e	Energia interna específica	[m ² .s ⁻²]
f	Fator de atrito de Darcy	[-]
\vec{F}	Força	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m.s ⁻²]
G	Fluxo de massa	[kg.m ⁻² .s ⁻¹]
G_{12}	Parâmetro da interação entre componentes de uma mistura não-ideal	[-]
L	Comprimento	[m]
K	Razão de equilíbrio	[-]
m	Massa	[kg]
N	Número de amostras	[-]
p	Pressão	[kPa]
\vec{q}	Vetor fluxo de calor devido à condução	[kW.m ⁻²]
r	Coordenada radial	[m]
R	Raio da seção transversal	[m]
$R_{\phi/\mu}$	Razão entre a taxa de dissipação viscosa e a viscosidade dinâmica	[s ⁻²]
Re	Número de Reynolds	[-]
s	Incerteza aleatória	[-]
St_b	Número de Stokes	[-]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[°C]
u	Velocidade na direção longitudinal	[m.s ⁻¹]
\bar{u}	Velocidade média na direção longitudinal	[m.s ⁻¹]
u_c	Incerteza combinada	[-]
v	Velocidade na direção radial	[m.s ⁻¹]
\vec{v}	Vetor velocidade	[m.s ⁻¹]
w	Concentração mássica de refrigerante na mistura	[% kg _{refrigerante} .kg _{mistura} ⁻¹]
\tilde{x}	Fração molar de líquido	[-]
\tilde{y}	Fração molar de vapor	[-]
z	Coordenada longitudinal	[m]

GREGOS

Símbolo	Descrição	Unidade
α	Volatilidade relativa de uma mistura binária	[-]
Δp	Diferença de pressão	[Pa]
Δz	Distância na coordenada longitudinal	[m]
ε	Geração de energia interna específica	[W.m ⁻³]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
ρ	Massa específica	[kg.m ⁻³]
τ	Tempo característico ou de resposta	[s]
ϕ	Taxa de dissipação viscosa por unidade de volume	[Pa.s ⁻¹]
ψ	Propriedade do fluido	[-]

ÍNDICES INFERIORES

Símbolo	Descrição	Unidade
l, r	Componente refrigerante da mistura	[-]
$2, o$	Componente óleo da mistura	[-]
b	Bolha de vapor	[-]
B	Empuxo	[-]
d	Seção divergente	[-]
D	Arrasto	[-]
e	Fase predominante do escoamento	[-]
G	Gravidade	[-]
l	Fase líquida	[-]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	23
1.1	ESCOAMENTO MULTIFÁSICO	23
1.2	DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO (SINGULARIDADES).....	25
1.3	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	26
1.4	ESTRUTURA DA TESE	28
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
2.1	PROPULSÃO A JATO	29
2.2	DISPERSÃO DE SUBSTÂNCIAS	31
2.3	GERAÇÃO DE ENERGIA	35
2.4	REFRIGERAÇÃO.....	36
2.5	MEDIÇÃO DA VAZÃO DO ESCOAMENTO BIFÁSICO ...	38
2.6	FENÔMENOS DA CAVITAÇÃO.....	43
2.7	CLASSIFICAÇÃO DOS ARTIGOS REVISADOS.....	47
2.8	ENFOQUE DO TRABALHO	49
3	BANCADA EXPERIMENTAL.....	51
3.1	DESCRIÇÃO.....	51
3.1.1	Circuito principal.....	51
3.1.2	Circuito auxiliar.....	53
3.2	PROJETO	57
3.3	SEÇÃO DE TESTE.....	58
3.4	VARIÁVEIS MEDIDAS.....	63
3.4.1	Pressão	63
3.4.2	Temperatura	63
3.4.3	Velocidade	64
3.4.4	Vazão mássica	67
3.4.5	Concentração mássica	67
3.4.6	Câmara de alta velocidade	69
3.5	SISTEMA DE CONTROLE E AQUISIÇÃO DOS DADOS...	70
3.6	PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	71
3.6.1	Preparação da bancada.....	71
3.6.2	Instabilidades	71
3.6.3	Testes com óleo puro	72
3.6.4	Testes com a mistura (óleo lubrificante e fluido refrigerante)	73
3.7	VALIDAÇÃO.....	76
4	RESULTADOS	79
4.1	EFEITO DA CONCENTRAÇÃO MÁSSICA GLOBAL	79
4.2	EFEITO DO FLUXO MÁSSICO.....	91
4.3	EFEITO DA SOBREPRESSÃO	94
4.4	ANÁLISES COM PIV	99

4.4.1	Campos de velocidades.....	102
4.4.2	Isolinhas de velocidade.....	107
4.4.3	Taxa de dissipação viscosa	110
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	117
5.1	CONCLUSÕES	117
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	118
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	121
	APÊNDICE A – LISTA DOS EQUIPAMENTOS	127
A.1	CIRCUITO AUXILIAR	127
A.2	CIRCUITO PRINCIPAL.....	128
A.3	SISTEMA DE AQUISIÇÃO.....	131
A.4	ANÁLISE GRAVIMÉTRICA	131
A.5	CÂMERA DE ALTA VELOCIDADE	132
A.6	SISTEMA PIV	132
	APÊNDICE B – ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	135
B.1	DEFINIÇÕES.....	135
B.2	INCERTEZAS DOS PARÂMETROS MEDIDOS.....	137
B.2.1.	Parâmetros geométricos.....	137
B.2.2.	Pressões	137
B.2.3.	Temperatura	138
B.2.4.	Vazão mássica	139
B.3	INCERTEZAS DAS PROPRIEDADES	139
B.4	INCERTEZAS DOS PARÂMETROS CALCULADOS	140
B.4.1.	Concentração mássica.....	140
B.4.2.	Fluxo mássico.....	141
B.4.3.	Perfil de velocidade	142
B.4.4.	Pressões de saturação.....	143
	APÊNDICE C – SISTEMA DE POSICIONAMENTO DO PIV ..	145

1 INTRODUÇÃO

1.1 ESCOAMENTO MULTIFÁSICO

Um *escoamento multifásico* pode ser definido como um escoamento de fluido onde estejam presentes mais de uma fase ou componente e que estas fases e/ou componentes apresentem separação em uma escala de comprimento maior que a do nível molecular. A fase refere-se a um estado físico da matéria (sólido, líquido ou gasoso), enquanto o componente refere-se a cada uma das espécies químicas presentes nas fases do escoamento em questão.

Escoamentos multifásicos podem ser encontrados em uma variedade de situações nas áreas de engenharia mecânica, química, ambiental, entre outras. Os escoamentos mais comumente encontrados podem ser classificados como: gás-líquido, líquido-sólido, gás-sólido, líquido-líquido, líquido-gás-sólido e líquido-líquido-sólido, sendo o primeiro o de maior aplicação industrial. O escoamento bifásico gás-líquido, objeto de estudo desta tese, é facilmente encontrado nas seguintes aplicações:

- reatores nucleares, motores de combustão interna, motores a jato e propelentes líquidos para foguetes;
- evaporadores, condensadores, torres de resfriamento, tubos de calor e sistemas de refrigeração;
- unidades de destilação;
- canalizações para o transporte de misturas de gases e óleos;
- sistemas de lubrificação.

Este trabalho trata de um tipo de *escoamento bifásico gás-líquido* em que há mudança de fase líquido-vapor causada pela redução de pressão (cavitação). Neste caso específico, a mistura é um sistema binário formado por um componente volátil (fluido refrigerante) e outro de baixa pressão de vapor (óleo lubrificante), de modo que, na ocorrência de mudança de fase líquido-vapor, a fase líquida é constituída por uma mistura miscível de óleo e refrigerante, e a fase vapor é composta apenas por vapor de refrigerante.

Os escoamentos bifásicos gás-líquido em dutos podem apresentar diversos padrões em função da orientação do canal: vertical, inclinado ou horizontal. As principais diferenças entre os escoamentos verticais e horizontais decorrem do surgimento de estratificação das fases nos escoamentos horizontais. Nesta situação específica, a influência da força gravitacional facilita a migração do gás ou vapor para a parte superior do tubo e, assim, permite que a maior parcela do líquido escoe pela parte

inferior. Os regimes de escoamento bifásico gás-líquido geralmente encontrados em tubos horizontais são apresentados na Figura 1.1 e descritos a seguir:

- a. Escoamento em bolhas (*bubbly flow*): ocorre geralmente para baixos valores de título mássico de vapor. Caracteriza-se pela presença de pequenas bolhas de vapor dispersas em uma fase líquida contínua. As bolhas apresentam tamanho médio muito menor em relação ao diâmetro do tubo e, devido à ação da gravidade, tendem a se aglomerar na porção superior do tubo.
- b. Escoamento em tampões (*plug flow*): o aumento do título resulta na coalescência das pequenas bolhas. As novas bolhas, que ocupam a parte superior do tubo, apresentam uma forma semelhante a tampões.
- c. Escoamento estratificado (*stratified flow*): este regime ocorre somente em escoamentos com alto título e baixa vazão de líquido e vapor. O vapor escoar na parte superior do tubo enquanto o líquido flui pela parte inferior, abaixo de uma interface relativamente suave e uniforme.

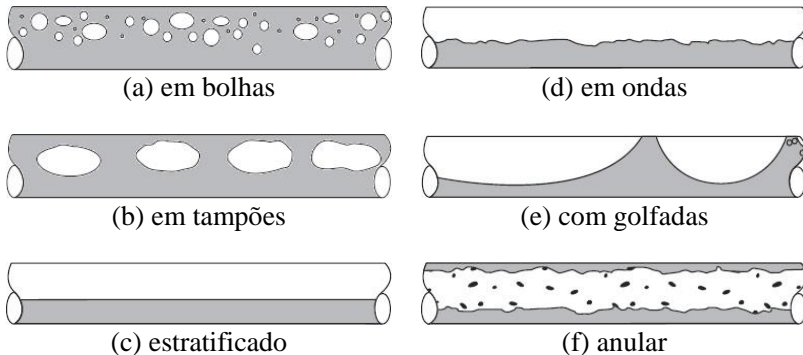


Figura 1.1 – Regimes de escoamento bifásico gás-líquido encontrados em tubos horizontais. Adaptado de GHIAASIAAN (2007).

- d. Escoamento em ondas (*wavy flow*): com o aumento da vazão de vapor, a interface se torna instável e ondulada. A combinação entre o cisalhamento (arraste interfacial) e a formação e/ou quebra das ondas permite o arrasto de gotas de líquido para o interior do núcleo de vapor.
- e. Escoamento com golfadas (*slug flow*): um aumento na vazão de vapor faz com que as ondas na interface sejam elevadas até a

superfície superior do tubo. Estas ondas ajudam a molhar a superfície superior do tubo que, anteriormente, mantinha contato apenas com a fase vapor. As instabilidades geram pistões de líquido que se deslocam a altas velocidades, dando origem à denominação do padrão de escoamento.

- f. Escoamento anular (*annular flow*): este regime caracteriza-se pelo escoamento de moderadas vazões de líquido, altas vazões de vapor e, conseqüentemente, títulos elevados. Sob estas condições, um filme de líquido forma-se junto às paredes enquanto uma fase gasosa escoava no interior do mesmo. Os efeitos de empuxo tendem a reduzir a espessura do filme de líquido na parede superior e aumentá-lo na parede inferior. O cisalhamento da interface líquida pode resultar em ondas interfaciais e arraste de gotas de líquido para o interior do núcleo de vapor.

1.2 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO (SINGULARIDADES)

Em muitas aplicações da engenharia, é necessário reduzir a pressão de escoamentos de líquidos ou misturas gás-líquido através de estrangulamentos, restrições e dispositivos de expansão.

Aplicações deste tipo podem ser encontradas na transformação de energia geotérmica (ou de água quente de resíduos industriais) em energia elétrica. Neste processo, a energia térmica da água sub-resfriada ou da mistura de água e vapor d'água à alta pressão é convertida em energia cinética através de um bocal. Posteriormente, a energia cinética é utilizada na movimentação de turbinas e, por conseqüência, na geração de energia elétrica.

A prevenção de acidentes industriais também faz uso de dispositivos de expansão conhecidos como válvulas de segurança. Estas válvulas são instaladas em sistemas pressurizados a fim de garantir a segurança da sua operação. Caso a pressão de trabalho exceda os limites considerados seguros, o orifício da válvula se abre, esvaziando o reservatório de alta pressão sem a ocorrência de qualquer tipo de acidente.

Em sistemas de refrigeração, os dispositivos de expansão são usados para reduzir a pressão do fluido refrigerante desde aquela de condensação até a de evaporação, e para controlar o fluxo de massa do refrigerante que entra no evaporador. Os dispositivos mais comumente utilizados são as válvulas, os bocais, os tubos capilares e os *short tubes*.

Além das aplicações apresentadas anteriormente, um tipo específico de bocal convergente-divergente, também conhecido como tubo de Venturi, é largamente empregado na medição da vazão de

escoamentos monofásicos e multifásicos. Em escoamentos monofásicos, a vazão mássica pode ser diretamente determinada através de uma relação matemática que leva em conta os parâmetros geométricos, o coeficiente de descarga, o fator de compressibilidade, o coeficiente de expansão térmica e a queda de pressão (e.g. transdutor de pressão diferencial) em um tubo de Venturi. Por sua vez, em escoamentos multifásicos (por exemplo, os comumente presentes na indústria petrolífera), esta relação matemática precisa ser incrementada com dados referentes à fração de vazio (e.g. medidor de fração de vazio) e ao título mássico da mistura.

A utilização eficiente de qualquer um destes dispositivos requer, primeiramente, um avanço no conhecimento dos fenômenos físicos associados aos escoamentos que percorrem o seu interior.

Em uma situação acidental ou fora de projeto, por exemplo, uma válvula de segurança inicialmente concebida para descarregar um líquido altamente sub-resfriado sob pressão pode ser exigida a descarregar um líquido com temperatura não muito distante da curva de saturação. Então, a ocorrência desta rápida evaporação, também conhecida como *flashing*, limitará a capacidade de escoamento na válvula, visto que não haverá apenas mais uma fase e sim uma mistura de líquido e vapor saturado. Ao atingir esta condição de vazão mássica crítica, a válvula será incapaz de escoar com maiores valores de vazão mesmo com a diminuição da pressão a jusante (ambiente de baixa pressão).

Ademais, tanto as válvulas de segurança como os outros dispositivos de expansão podem apresentar estados de metaestabilidade em virtude de uma rápida expansão adiabática. Visto que esses estados levam a um superaquecimento do líquido e um atraso no processo de evaporação, o projeto destes dispositivos exige um estudo ainda mais rigoroso.

Observa-se que, embora os dispositivos de expansão apresentem características geométricas simples, a natureza do escoamento em seu interior é bastante complexa. A mudança de fase do(s) componente(s), a distribuição de pressão na direção do escoamento, a presença de turbulência, o início da nucleação, a formação, o crescimento e o colapso de bolhas, assim como a interação (desprendimento e absorção) entre os componentes demonstram o nível de dificuldade exigido à correta caracterização do escoamento através destes dispositivos.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

A presente tese de doutorado tem por objetivo a caracterização de fenômenos físicos do escoamento com cavitação de um componente volátil

dissolvido em um fluido de baixa pressão de vapor (componente não-volátil), formando uma mistura bifásica que escoava através de um tubo de Venturi. A caracterização é realizada através da medição das variáveis (pressão, temperatura, concentração mássica, fluxo mássico e velocidade) em uma bancada experimental de circuito fechado, projetada e construída especificamente para este fim.

Para reproduzir o comportamento de fases desejado, os experimentos são realizados com uma mistura de óleo sintético poliol éster (POE, composto não-volátil) e refrigerante R-134a (composto volátil) devido ao baixo custo, segurança (não-toxidez, não-flamabilidade, etc.), fácil manuseio e conhecimento detalhado das propriedades termofísicas de ambas as substâncias.

Para cumprir o objetivo geral, as seguintes metas foram traçadas:

- a. Projetar e construir uma bancada experimental que permita, além da avaliação da influência da vazão mássica e da concentração sobre o comportamento da variação de pressão ao longo do tubo de Venturi, uma análise visual do processo de mudança de fase líquido-vapor por meio de uma seção de teste transparente;
- b. Realizar ensaios experimentais para quantificar a variação da pressão e da temperatura ao longo da seção de teste, e explicar os resultados em função do comportamento da mudança de fase (nucleação de bolhas e escoamento bifásico na região divergente) e da influência das propriedades físicas, como a viscosidade da fase líquida;
- c. Realizar medições de distribuições de velocidades do escoamento na seção de teste por meio de Velocimetria por Imagem de Partícula (PIV – *Particle Image Velocimetry*) a fim de elucidar alguns mecanismos referentes ao escoamento bifásico e à queda de pressão no tubo de Venturi através da quantificação da taxa de dissipação viscosa por unidade de volume.

Cabe ressaltar que, por si só, o estudo do comportamento termodinâmico e de escoamentos bifásicos de misturas de óleo lubrificante e fluido refrigerante constitui um tema abrangente, com várias ramificações na indústria de refrigeração, devido à sua ocorrência em todos os componentes do ciclo de compressão mecânica de vapor (PRATA e BARBOSA, 2009). Entretanto, o tema de tese de doutorado aqui proposto procura não se restringir a um problema específico em refrigeração, visto que se objetiva abordar as características fundamentais de um escoamento amplamente encontrado em vários segmentos da

engenharia. O fato de fazer uso de uma mistura de óleo lubrificante e fluido refrigerante é apenas uma estratégia para minimizar as dificuldades do trabalho.

1.4 ESTRUTURA DA TESE

Esta tese divide-se em cinco capítulos. O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica dos trabalhos experimentais relacionados ao tema proposto. O capítulo 3 apresenta uma visão geral da bancada experimental, do seu princípio de operação e dos aspectos levados em conta na elaboração do seu projeto. Este capítulo ainda descreve as características da seção de teste e os métodos experimentais utilizados na medição dos parâmetros do escoamento. O capítulo 4, por sua vez, apresenta os resultados experimentais. Por fim, o capítulo 5 apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo tem o objetivo de revisar e discutir os artigos científicos que possuem grande relevância ao tema desta tese.

A revisão é dividida em subcapítulos que agrupam os artigos segundo um tema em comum. Ainda, a fim de facilitar a classificação temporal de um artigo em relação aos demais, todos eles são posicionados em uma linha do tempo na Figura 2.1.

Ao final do capítulo, apresenta-se o enfoque desta tese.

2.1 PROPULSÃO A JATO

Os primeiros trabalhos a respeito de escoamentos bifásicos através de bocais ou Venturis, iniciados nas décadas de 1960 e 70, destinavam-se ao estudo da propulsão a jato. A fim de determinar o desempenho de bocais convergente-divergente e estabelecer critérios de projeto, os estudos avaliaram a vazão mássica e a queda de pressão através destes dispositivos.

STARKMAN *et al.* (1964) realizaram uma investigação teórico-experimental acerca dos escoamentos de água líquida (sob pressões de até 6,9 MPa) e da mistura de água e vapor d'água com baixos títulos (até 20%) através de dois bocais convergente-divergente. Tais bocais possuíam diâmetros de garganta e de saída iguais a (i) 11,12 e 26,39 mm e (ii) 6,40 e 31,83 mm, respectivamente

Os autores apresentaram três modelos para a previsão do fluxo mássico: isentrópico de equilíbrio homogêneo, *frozen composition* e de escorregamento. Dentre estes modelos, o modelo isentrópico de equilíbrio homogêneo foi capaz de prever o fluxo mássico da mistura de água e vapor d'água com um erro inferior a 10% para os escoamentos com títulos de vapor superiores a 10%.

Através dos ensaios experimentais, os autores identificaram um fenômeno semelhante ao choque de gás para a condição de super-expansão da mistura bifásica através do bocal. Este fenômeno, no entanto, apresentava uma natureza menos abrupta do que aquela encontrada em choques de sistemas com gases.

Enquanto o estudo de STARKMAN *et al.* (1964) apresentou resultados de vazão e dos perfis de pressão para o escoamento da mistura água e vapor d'água sob baixos títulos em bocais convergente-divergente, o estudo de SCHROCK *et al.* (1977) apresentou estes resultados para o escoamento de água sub-resfriada através de um daqueles bocais e um terceiro bocal.

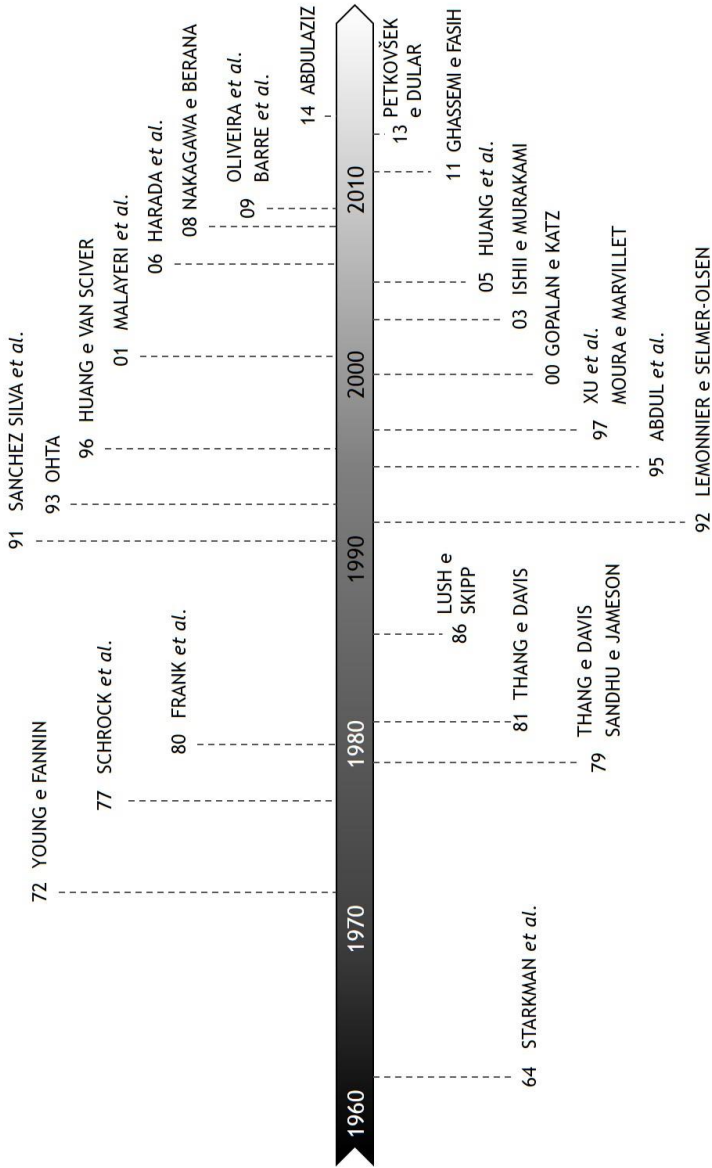


Figura 2.1 – Linha do tempo dos trabalhos revisados.

Os experimentos foram realizados com o mesmo aparato experimental do trabalho de STARKMAN *et al.* (1964), porém, para bocais com meio-ângulo de seção convergente igual a 40 graus e com diâmetros de garganta e de saída iguais a (i) 6,40 e 31,83 mm e (ii) 3,96 e 25,6 mm, respectivamente. A máxima vazão mássica foi mantida em 1,32 kg/s, mas a máxima pressão de trabalho foi alterada para 10,3 MPa.

SCHROCK *et al.* (1977) observaram que os altos graus de sub-resfriamento relacionavam-se às maiores diminuições na razão de pressões (garganta/entrada). A partir da correlação dos dados experimentais com os mesmos modelos descritos no trabalho anterior, concluiu-se que o modelo *frozen composition* possuía boa concordância com a vazão experimental.

2.2 DISPERSÃO DE SUBSTÂNCIAS

A necessidade de compreender os fenômenos associados a dispersão de substâncias químicas liberadas acidentalmente na atmosfera, a ruptura de vasos de pressão ou a acidentes com perda de líquido de arrefecimento (por exemplo, em reatores de usinas nucleares) impulsionaram os estudos experimentais e teóricos de escoamentos bifásicos através de bocais, fendas ou passagens estreitas.

SANDHU e JAMESON (1979) investigaram experimentalmente o escoamento crítico de uma mistura ar-água, contendo um tensoativo (surfactante) para reduzir a coalescência das bolhas e manter uma grande proporção de bolhas muito pequenas, através de um bocal convergente-divergente.

O aparato experimental, do tipo circuito aberto, era formado por linhas independentes de ar comprimido e água que conectavam-se a partir de uma bomba geradora de espuma capaz de manter o diâmetro médio das bolhas em aproximadamente 60 μm . O bocal convergente-divergente, instrumentado com tomadas de pressão na entrada, garganta e saída, possuía diâmetros de entrada e saída iguais a 11 mm, diâmetro de garganta de 4 mm e ângulos de entrada e saída iguais a 13 e 7 graus, respectivamente. A visualização do escoamento por meio de imagens a alta velocidade permitiu a identificação das ondas de choque no bocal mas, em virtude da alta velocidade e da aparência leitosa do escoamento, impediu a avaliação das velocidades das bolhas.

Os resultados experimentais foram comparados à teoria do escoamento homogêneo, sem a presença de atrito e segundo a hipótese de vapor isotérmico. Para as razões volumétricas gás-líquido na garganta com valores abaixo de 0,8, a diferença entre as razões de pressão

calculada e medida ficou em torno de 2% enquanto a diferença entre as razões de vazão não superou 7%. Todavia, para as razões gás-líquido na garganta entre 0,8 e 2,98, as razões de pressão e de vazão exibiram valores acima de 10 e 20%, respectivamente.

LEMONNIER e SELMER-OLSEN (1992) conduziram um estudo experimental e de modelagem teórica de um escoamento crítico ar-água através de um bocal convergente-divergente.

Os experimentos foram realizados em um aparato experimental capaz de fornecer água a pressões de até 1,5 MPa e vazões entre 0 e 1000 kg/h e ar a pressões de até 900 kPa e vazões entre 0 e 400 kg/h. O bocal, fabricado em vidro e instrumentado com transdutores de pressão, possuía diâmetros de entrada e saída iguais a 15 mm, ângulos das seções convergente e divergente iguais 24 e 6 graus, respectivamente, e comprimento e diâmetro da garganta de 25 e 5 mm, respectivamente.

Os resultados experimentais mostraram que o escoamento crítico depende da fração de líquido arrastada pelo escoamento na seção de entrada. Com a diminuição progressiva da pressão de saída foi possível observar que o escoamento com baixo título de gás permanecia subcrítico para razões entre pressões (a montante e a jusante) de até 6:1.

LEMONNIER e SELMER-OLSEN (1992) correlacionaram os dados experimentais a dois modelos distintos: global e de evolução. Visto que o modelo global mostrava-se incapaz de prever os efeitos geométricos, ou seja, o efeito da partição de líquido na entrada além da posição correta da seção crítica, os autores utilizaram um modelo de evolução que resolvia os parâmetros críticos em função das condições a montante, das equações de balanço e das leis de fechamento. Este último apresentou boa concordância com os resultados experimentais.

XU *et al.* (1997) analisaram o escoamento crítico de água através de um bocal convergente-divergente por meio de um modelo algébrico e de ensaios experimentais. Os ensaios foram conduzidos para os escoamentos de água saturada e sub-resfriada (em até 60°C), sob pressões de 3 a 16 MPa e fluxos mássicos entre 40000 e 120000 kg/m².s, através de um bocal com diâmetros de entrada, garganta e saída iguais a 30,0 mm, 4,18 mm e 25,4 mm, respectivamente. Temperaturas e pressões foram mensuradas na entrada e na saída da seção de teste, enquanto a vazão mássica da bancada experimental foi medida através de placas de orifício e a vazão de descarga do bocal foi obtida por meio de duas células de carga.

Os valores de vazão mássica previstos pelo modelo de cavitação tanto foram validados experimentalmente como apresentaram boa correlação com os dados experimentais de SCHROCK *et al.* (1977). Os

resultados experimentais mostraram que o aumento do sub-resfriamento, na entrada do bocal, acarretou em um aumento na vazão mássica crítica. Por fim, os autores verificaram que nas situações onde o início da nucleação e o plano de choque ocorriam na garganta do bocal, o problema de predição da vazão mássica crítica passava pela determinação da sob pressão (*pressure undershoot* – diferença entre a pressão na garganta e a pressão de saturação à temperatura de entrada).

THANG e DAVIS (1979, 1981) avaliaram experimentalmente o comportamento de propriedades fundamentais associadas ao escoamento bifásico de ar e água através de tubos de Venturi verticais. Os autores construíram oito tubos de Venturi, todos em acrílico transparente, segundo diferentes geometrias. Os tubos possuíam razões entre as áreas da entrada e da garganta iguais a 3,16 e 7,11, comprimentos da garganta de 14,3 e 5,9 mm, meios-ângulos de entrada iguais a 14 e 45 graus e meios-ângulos de saída de 7 e 14 graus. Inicialmente, testaram-se quatro (THANG e DAVIS, 1979) e, posteriormente, todos os oito tubos de Venturi (THANG e DAVIS, 1981). A Figura 2.2 exibe fotografias dos escoamentos bifásicos de ar e água através de dois tubos de Venturi utilizados por THANG e DAVIS (1979).

A mistura ar-água, produzida por um bocal de múltiplos orifícios, era introduzida em uma tubulação vertical com diâmetro igual a 50,8 mm e distante 25 diâmetros a montante acima do tubo de Venturi. Os dispositivos foram testados para pressões de entrada entre 127 e 442 kPa (THANG e DAVIS, 1979) e entre 127 e 603 kPa (THANG e DAVIS, 1981) para vazões de ar de 0,001 até 0,023 kg/s e de água entre 2,9 e 10,1 kg/s. Foram realizadas medições da fração de vazio, frequência e velocidade das bolhas, tamanho das bolhas e velocidade média relativa entre as fases líquida e gasosa (THANG e DAVIS, 1979), bem como da distribuição de pressão (THANG e DAVIS, 1981) ao longo dos tubos de Venturi.

Os autores verificaram que as velocidades relativas entre as fases apresentaram valores próximos à unidade para a entrada do Venturi, de 1,0 até 1,6 para a garganta e de 1,1 até 1,7 na descarga do dispositivo. A queda da pressão através dos Venturis foi acompanhada por um aumento na fração de vazio e na velocidade do gás e uma diminuição no tamanho médio das bolhas. O aumento da fração de vazio foi acompanhado de um aumento substancial na densidade de fluxo do número de bolhas, com as bolhas coalescendo na região convergente e fragmentando-se em bolhas de dimensões muito menores na região divergente.

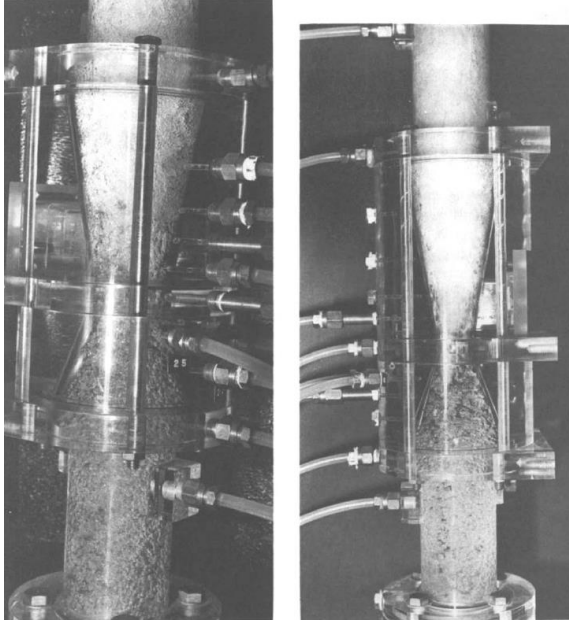


Figura 2.2 – Escoamentos bifásicos ar e água através de dois tubos de Venturi verticais (THANG e DAVIS, 1979).

THANG e DAVIS (1981) resolveram a equação da quantidade de movimento unidimensional, considerando escoamento isotérmico e deslizamento constante entre as fases, para encontrar as relações entre áreas e pressões locais em função dos parâmetros iniciais do escoamento. Da mesma forma, foi apresentada a solução da mesma equação em função das propriedades na garganta do Venturi. Os autores ainda avaliaram o aumento de pressão através da onda de choque formada na seção divergente dos tubos de Venturi.

Os autores observaram que, em Venturis com contrações acentuadas, os efeitos tridimensionais do escoamento causaram discrepâncias nas pressões medidas na parede, enquanto nos Venturis com contração moderada a pressão da parede na seção convergente foi prevista com razoável precisão pelo modelo unidimensional que considera a velocidade relativa entre as fases constante. A ocorrência de um aumento acentuado da pressão para o escoamento supersônico na seção divergente indicou a presença de uma onda de choque bifásica. Através dos dados obtidos no estudo de THANG e DAVIS (1979) foi possível prever este aumento de pressão com um erro igual a 20%.

2.3 GERAÇÃO DE ENERGIA

O uso da energia originária de fontes geotérmicas ou mesmo do calor rejeitado em instalações industriais motivou o desenvolvimento de dispositivos para a conversão eficiente da energia. Tais dispositivos deveriam ser capazes de converter a energia térmica da água quente sub-resfriada ou da mistura água e vapor d'água, sob baixos títulos mássicos, em potência mecânica.

Na busca por este desenvolvimento, OHTA (1993) investigou o desempenho e as características do escoamento de água (de torneira) sub-resfriada através de bocais convergente-divergente com o objetivo de diminuir a máxima queda de pressão de não-equilíbrio na garganta.

Os bocais, com ângulos de entrada de 28 e 50 graus e de saída de 6 graus, foram instrumentados com termopares e transdutores de pressão. A força de descarga da água pelo bocal foi avaliada segundo uma célula de carga. A pressão de entrada foi mantida em 470 kPa e as temperaturas de entrada foram ajustadas entre 136,7 e 148,7 °C. O grau de sub-resfriamento na entrada variou de 0,9 até 12,9 °C, enquanto a pressão da saída manteve-se entre 5 e 101,3 kPa.

Ao comparar os dados experimentais com o perfil de pressão calculado numericamente (modelo isentrópico de equilíbrio homogêneo) para o bocal sem a presença dos fios na garganta, OHTA (1993) estimou que o fenômeno da liberação de vapor (*flashing*) ocorria perto do lado divergente da garganta do bocal. O autor também observou que, em geral, a máxima queda de pressão de não-equilíbrio (diferença entre a pressão de saturação e a pressão na qual ocorre o início da liberação de vapor) na garganta parece estar relacionada ao grau de não-equilíbrio térmico: quanto menor for o valor obtido para a máxima queda de pressão de não-equilíbrio, menor será o grau de não-equilíbrio térmico.

MALAYERI *et al.* (2001) realizaram um estudo que apresenta as diferenças, na forma da fração de vazio, entre dois tipos de escoamentos (mistura ar e água e mistura água e vapor d'água) através de um tubo de Venturi vertical de policarbonato.

O tubo de Venturi analisado possuía comprimento total de 120 mm, diâmetro de garganta igual a 10 mm e diâmetro de saída de 24,2 mm, resultando em uma razão entre diâmetros (garganta/saída) igual a 0,42. A fração de vazio era obtida através de um densímetro de fonte gama, a temperatura era avaliada por termopares do tipo J e a vazão de líquido e ar eram mensuradas por seus respectivos medidores de vazão.

As duas misturas foram comparadas em função de uma vazão de líquido igual 3,5 l/min. MALAYERI *et al.* (2001) verificaram que a mistura ar e água apresentava fração de vazio mínima na garganta, enquanto a mistura água e vapor d'água demonstrava um aumento abrupto na fração de vazio após a passagem pela garganta em virtude do fenômeno de *flashing*. Todavia, o escoamento da mistura ar e água sob alta temperatura (~95°C) apresentou características semelhantes à mistura água e vapor d'água após a passagem pela garganta do Venturi, ou seja, aquela também apresentou aumento na fração de vazio.

2.4 REFRIGERAÇÃO

Compressores rotativos são refrigerados pela injeção de óleo lubrificante no interior do compressor próximo ao início do processo de compressão. Em virtude da miscibilidade entre o óleo e o fluido refrigerante, parte do óleo permanece no circuito de refrigeração mesmo com a utilização de equipamentos para a sua separação. A compressão desta mistura aumenta a potência do compressor e diminui a eficiência do sistema. A fim de entender o fenômeno de *flashing* em soluções de óleo e refrigerante, YOUNG e FANNIN (1972) analisaram a taxa de evaporação do refrigerante por meio do escoamento da mistura óleo e refrigerante através de um bocal.

A seção de teste era composta por um bocal seguido por uma caixa de metal retangular (304,8 mm de comprimento e 15,9 mm por 33,3 mm de seção transversal) com painéis de vidro nas partes anterior e posterior. A entrada e a saída possuíam tomadas de pressão enquanto a caixa de metal contava com quatro termopares instalados ao longo do seu comprimento. A vazão de cada um dos componentes foi avaliada separadamente pelos respectivos medidores de vazão.

Os testes foram realizados com uma mistura de fluido refrigerante R-12 e óleo de base mineral naftênica (viscosidade de 174 SUS para a temperatura de 37,8 °C) totalmente miscível segundo diferentes condições de temperatura de saturação (60 e 71 °C) e sub-resfriamento, pressão a montante (790 a 1340 kPa) e a jusante (170 a 590 kPa), assim como diâmetros (1,40 e 2,01 mm) e razões comprimento/diâmetro (1, 4 e 8,8) de bocais. Todos os bocais possuíam um mesmo ângulo de entrada de 118 graus.

Os autores relataram que o início da nucleação começava abruptamente a partir de pequenas alterações nos valores da pressão e da temperatura de entrada. Após isto, uma mistura espumosa era vista na seção de teste.

YOUNG e FANNIN (1972) construíram um diagrama de entalpia versus temperatura para as concentrações de 25, 30, 35 e 40% de óleo na mistura, visto que diferenças de concentrações de até 2,5% produziam erros insignificantes. Assumindo-se um processo de expansão a entalpia constante, os resultados de temperatura serviram como base para a determinação da quantidade de refrigerante evaporada da mistura.

A velocidade da mistura bifásica foi obtida pelo cálculo da conservação da quantidade de movimento, nos casos subsônicos, e em função da velocidade sônica do gás, da fração de vazio e das densidades do líquido e do gás para os escoamentos sônicos. A taxa de evaporação do refrigerante, por sua vez, foi apresentada por uma equação exponencial em função do tempo e de coeficientes experimentais.

Sistemas de compressão de vapor que utilizam CO₂ como fluido refrigerante apresentam baixo coeficiente de desempenho. No entanto, este problema é contornado pelo uso de um ejetor (bocal) ao invés de uma válvula de expansão tradicional. O bocal transforma a energia térmica do escoamento líquido a alta pressão, na entrada, em energia cinética do escoamento bifásico a alta velocidade na saída.

NAKAGAWA e TAKEUCHI (1998) avaliaram o desempenho de bocais convergente-divergente com diferentes comprimentos para a seção divergente, em sistemas de refrigeração por ejeção com R-134a. Os autores verificaram que a eficiência do ejetor aumentava com o comprimento da seção divergente. Por sua vez, NAKAGAWA e MORIMUNE (2003) concluíram que a eficiência dos bocais com CO₂ aumentava com o ângulo de divergência. Porém, em ambos os estudos, o cálculo da eficiência desprezou as perdas ocasionadas pelo atrito.

NAKAGAWA e BERANA (2008) realizaram uma investigação experimental do escoamento de CO₂ através de bocais com diferentes ângulos de saída. Ao contrário dos estudos correlatos, anteriormente apresentados, este trabalho levou em conta o componente de atrito nos cálculos da eficiência de conversão de energia e da queda de pressão ao longo do bocal. Os autores utilizaram três teorias distintas (Martinelli-Nelson, Chisholm-Sutherland e Modelo Homogêneo) para o cálculo da força de atrito na modelagem da equação de conservação da quantidade de movimento unidimensional.

NAKAGAWA e BERANA (2008) executaram experimentos em uma bancada do tipo *blowdown* segundo pressões entre 5 e 9 MPa e temperaturas entre 15 e 50 °C. Os quatro bocais testados possuíam geometria retangular com comprimento total de 83,5 mm e espessura de 3 mm, além de diâmetros da seção de entrada e da garganta iguais a 10 mm e 0,24 mm, respectivamente. Os bocais possuíam diâmetros e

meios-ângulos de saída entre 0,39 e 1,44 mm e entre 0,076 e 0,612 graus, respectivamente.

NAKAGAWA e BERANA (2008) constataram que havia um ângulo ótimo de divergência para cada diferença de pressão entre a entrada e a saída do bocal e que este ângulo aumentava com o aumento da diferença de pressão. Por fim, verificaram que o melhor desempenho em termos de conversão de energia foi atingido por um bocal com meio-ângulo de seção divergente de 0,306 graus sob uma queda de pressão de 7,5 MPa.

2.5 MEDIÇÃO DA VAZÃO DO ESCOAMENTO BIFÁSICO

A obtenção da vazão mássica em um escoamento bifásico de líquido e vapor exige a medição de pelo menos duas variáveis independentes. Estas variáveis são, geralmente, a velocidade ou a vazão volumétrica e a densidade da mistura ou a fração de vazio. Medidores diferenciais de pressão tais como placas de orifício, Venturis e bocais foram os primeiros medidores utilizados para a quantificação do escoamento bifásico. Por esta razão, a maior parte dos trabalhos relacionados ao escoamento bifásico através de tubos de Venturi relacionam-se a dispositivos de medição da vazão multifásica.

Alguns autores realizaram investigações experimentais do escoamento bifásico de R-134a através de tubos de Venturi (ABDUL-RAZZAK *et al.*, 1995; MOURA e MARVILLET, 1997).

ABDUL-RAZZAK *et al.* (1995) fizeram uso de um tubo do tipo Venturi, para a medição da queda de pressão, e de um transdutor capacitivo, para a medição da fração de vazio, a fim de determinar a vazão de um escoamento bifásico de R-134a.

O medidor do tipo Venturi, instrumentado com três sensores diferenciais de pressão, exibia diâmetros de entrada e de garganta iguais a 10,7 e 6,35 mm, respectivamente, comprimentos de seções convergente e divergente iguais a 10,69 e 24,86 mm, respectivamente, e meios-ângulos de entrada e saída iguais a 11,5 e 5,0 graus, respectivamente. Uma câmera de alta velocidade auxiliou a identificação dos regimes de escoamento. O título foi calculado com base no calor fornecido ao escoamento, na vazão mássica monofásica e nas condições de operação.

Os testes experimentais foram realizados segundo pressões de 600 até 830 kPa, temperaturas de saturação entre 22 e 33 °C, fluxos mássicos de 78 até 670 kg/m².s e títulos de vapor entre 0,01 e 0,91.

Visto que a vazão mássica do escoamento bifásico depende da densidade da mistura, ABDUL-RAZZAK *et al.* (1995) propuseram a

utilização de diferentes modelos para a obtenção desta densidade: modelo de densidade homogênea, modelo de densidade com fases separadas, modelo de densidade equivalente e modelo de densidade de quantidade de movimento, este último derivado da correlação de atrito proposta por CHISHOLM (1972).

O modelo de densidade de quantidade de movimento apresentou a melhor correlação, em relação aos dados experimentais, para toda a faixa de vazão mássica e título, com 20% de precisão para títulos abaixo de 0,5 e 10% acima de 0,5. Todavia, o modelo homogêneo apresentou o menor erro, de 5%, para os valores de título de vapor acima de 0,5.

MOURA e MARVILLET (1997) apresentaram resultados teóricos e experimentais para a vazão mássica e o título de vapor do escoamento bifásico de R-134a. O aparato experimental consistia de um circuito fechado composto por bomba de engrenagens, evaporador, seção de teste, condensador, separador, tanque de armazenamento e trocador de calor. A seção de teste era composta por um tubo de aço inoxidável vertical, com 1,5 m de comprimento e 15 mm de diâmetro interno, um tubo de Venturi, com razão entre as áreas da entrada e da garganta igual 0,6, e um sensor de fração de vazio, com princípio de medição baseado na impedância elétrica.

A vazão mássica monofásica foi mensurada com um medidor Brooks, enquanto o título de vapor experimental foi determinado pelo balanço de energia no evaporador. Transdutores de pressão e termopares capturaram os dados de pressão e temperatura em diferentes pontos do aparato experimental. O sensor de fração de vazio foi conectado a um medidor de capacitância capaz de mensurar os dados com incerteza na ordem de 1% do fundo de escala. Os testes foram realizados para o escoamento de refrigerante R-134a à pressão de 500 kPa, ou seja, à temperatura de saturação de 15 °C. A vazão mássica foi variada entre 60 e 160 kg/h e o título de vapor entre 0,1 e 0,9.

A determinação da vazão mássica bifásica através do diferencial de pressão no Venturi exigiu a avaliação da densidade para a mistura bifásica. Isto foi obtido por um modelo de fases separadas que relacionou a densidade à fração de vazio e ao título de vapor. A fração de vazio foi determinada experimentalmente pelo sensor de impedância elétrica. O título foi definido pela equação em função da fração de vazio e do fator de deslizamento entre as fases. O fechamento do problema foi possível através de uma correlação experimental que acoplou a fração de vazio ao fator de escorregamento. Os valores de título de vapor obtidos pela equação apresentaram um desvio de 20% em relação aos resultados experimentais adquiridos pelo balanço de energia. Do mesmo modo, as

vazões mássicas calculadas desviaram-se 20% em relação aos resultados experimentais fornecidos pelo medidor de vazão mássica.

HUANG e VAN SCIVER (1996) realizaram uma investigação experimental do efeito do fluxo de massa, do título de vapor e da pressão do sistema sobre a queda de pressão bifásica do escoamento de hélio através de Venturis vertical e horizontal instalados em bancadas experimentais com escoamentos vertical e horizontal, respectivamente. O aparato vertical constituía-se de um circuito em formato de U, um banho de hélio líquido acima da linha de entrada, dois dispositivos do tipo Venturi e dois aquecedores instalados entre os tubos de Venturi. O aparato horizontal, por sua vez, continha uma bomba de fole, dois tubos de Venturi e um aquecedor entre os mesmos.

Os quatro Venturis possuíam as mesmas características geométricas: diâmetros de entrada e garganta iguais a 4,57 e 2,29 mm, respectivamente, e ângulos de entrada e saída de aproximadamente 20 e 10 graus, respectivamente, porém atuavam em diferentes condições de medição. Os Venturis localizados a montante dos aquecedores destinavam-se à avaliação da queda de pressão monofásica, enquanto os outros dois relacionavam-se à análise da queda de pressão bifásica. A queda de pressão foi obtida entre as tomadas de pressão localizadas na entrada e a garganta dos respectivos Venturis. Os testes foram realizados, sob a temperatura de 4,2 K, vazões mássicas de até 2,5 g/s e pressões de 0,65 até 1,20 atm.

HUANG e VAN SCIVER (1996) verificaram que a queda de pressão bifásica depende tanto da vazão mássica total como do título de vapor e que a razão entre as quedas de pressão bifásica e monofásica aumenta em função do título de vapor independentemente da vazão mássica total. O desempenho dos Venturis em ambos os circuitos foi bem descrito pelo modelo homogêneo, particularmente para títulos de vapor abaixo de 0,6. A região de título de vapor entre 0,6 e 1,0, no entanto, apresentou desvios em relação ao modelo. Os autores conjecturaram que os desvios estariam relacionados a um alto grau de escorregamento entre as fases (líquida e vapor) e ao fenômeno de não-equilíbrio entre as fases.

FRANK *et al.* (1980) utilizaram um aparato experimental composto por um condensador, dois aquecedores, duas bombas, sensores de medição de pressão e temperatura, bem como medidores de vazão do tipo turbina e Venturi, para avaliar a vazão de escoamentos de água e vapor d'água ascendentes e descendentes com vazões de até 5 kg/s, pressões entre 3 e 9 MPa e títulos de vapor entre 0 e 1.

Os medidores do tipo turbina e Venturi foram instalados em uma tubulação vertical com 3 polegadas de diâmetro externo (66,7 mm de

diâmetro interno). A queda de pressão através do Venturi, caracterizado por ângulos de entrada e saída iguais a 7,5 graus e diâmetro de garganta de 40 mm, foi mensurada por meio das tomadas de pressão da entrada e da garganta.

As vazões mássicas da água e do vapor d'água foram determinadas pela já conhecida relação de áreas do orifício (obtida pela abertura da seção transversal do orifício), fator de expansão, razão de pressões, coeficiente de escoamento do orifício e temperatura do fluido. O título de vapor da mistura foi calculado pelo balanço da entalpia entre as propriedades das substâncias no orifício e a pressão de saturação na seção de teste, considerando-se também as perdas de calor entre tais posições.

Partindo-se do princípio de que a vazão mássica monofásica para os medidores do tipo turbina e Venturi é obtida pela frequência de rotação (turbina) e queda de pressão (Venturi), respectivamente, além da densidade do fluido e coeficientes de escoamento (diferente para cada medidor), FRANK *et al.* (1980) utilizaram um modelo de densidade constante para o cálculo da vazão mássica bifásica e, adicionalmente, assumiram a hipótese de escoamento homogêneo para a obtenção do título de vapor. Os resultados para o título de vapor apresentaram erros da ordem de 10% e 20% para os escoamentos ascendente e descendente, respectivamente, enquanto os resultados para a vazão mássica exibiram erros da ordem de 5% e 10% para os escoamentos ascendente e descendente, respectivamente.

OLIVEIRA *et al.* (2009) estimaram as vazões mássicas em um escoamento bifásico gás-liquido através de um sistema de medição que continha um medidor de fração de vazio resistivo acoplado a um Venturi ou uma placa de orifício.

Os ensaios experimentais foram realizados em um circuito bifásico ar-água que continha uma bomba d'água e um compressor de ar capazes de gerar diferentes regimes de escoamento, tais como anular, em bolhas, *churn* e em golfadas para as seções de teste posicionadas nas direções vertical ascendente e horizontal.

As vazões mássicas do ar e da água, mensuradas individualmente por rotâmetros, foram variadas de zero até 50 e 4000 kg/h, respectivamente, as pressões entre 200 e 300 kPa, as frações de vazio entre 2 e 85% e o título mássico de 0 até 10%. Tanto o Venturi como a placa de orifício possuíam diâmetros de entrada iguais a 21 mm e diâmetros de garganta e orifício iguais a 10,5 mm.

OLIVEIRA *et al.* (2009) encontraram razões de escorregamento iguais a 1,02; 1,08 e 2,36 para as frações de vazio abaixo de 30%, entre 30% e 70% e acima de 70%, respectivamente. Assim, em virtude de uma

razão de escorregamento média de 1,06 para as frações de vazio abaixo de 70%, os autores desconsideraram a existência de escorregamento entre fases para os regimes de escoamento em bolhas e em golfadas. Ao comparar as vazões mássicas bifásicas medidas experimentalmente com aquelas calculadas por cinco correlações distintas (quatro correlações originais acrescidas por uma variante da última), verificou-se que a correlação proposta Chisholm previu com menor desvio as vazões para o medidor de Venturi, enquanto a correlação proposta por Zhang apresentou melhores resultados para a placa de orifício. Correlações bifásicas foram testadas e o título mássico e a razão de escorregamento experimentais foram analisadas.

SANCHEZ SILVA *et al.* (1991) investigaram a possibilidade do uso de um bocal do tipo Venturi como medidor de vazão mássica multifásico (ar, água e óleo) para aplicações industriais. O dispositivo precisaria operar junto com um medidor de fração mássica (sondas por condutância/capacitância ou densitômetro de raios gama) para escoamentos gás-líquido e com dois destes medidores para escoamentos gás-líquido-líquido.

A seção de teste vertical transparente em acrílico, com 50 mm diâmetro interno e 7 m de comprimento, contava com um bocal do tipo Venturi com ângulos de entrada e saída iguais a 15 e 7,5 graus, respectivamente, diâmetros maior e menor de 50 e 25 mm, respectivamente, e três gargantas com comprimentos de 9, 29 e 104 mm.

As vazões foram medidas por um conjunto de rotâmetros, as pressões foram obtidas por dois transdutores de pressão absolutos e um de pressão diferencial. A fração de vazio foi mensurada pelo princípio da condução elétrica nos anéis de aço inoxidável instalados na superfície interna da tubulação, em diferentes posições da tubulação e na garganta do Venturi.

Os testes experimentais foram realizados para dois tipos de mistura (ar e água; e ar, água e óleo diesel), segundo padrões de escoamento anular e *churn*, com temperaturas entre 18 e 20 °C, pressões de até 200 kPa e velocidades superficiais de 2 até 11 m/s para o ar, 0,3 até 1,4 m/s para a água e 0,1 até 1,2 m/s para o óleo.

SANCHEZ SILVA *et al.* (1991) verificaram que tanto a queda de pressão calculada por multiplicadores bifásicos quanto a fração de vazio média, ambas avaliadas nas posições a montante da seção convergente e na garganta do Venturi, dependem somente do título do escoamento.

A correlação empírica original apresentou boa concordância com os valores da queda de pressão medidos para o escoamento ar e água através da garganta com 9 mm de comprimento. Uma alteração no coeficiente da mesma correlação garantiu uma boa concordância para os testes realizados com a garganta de 29 mm em ambas as condições de mistura: ar e água; e ar, água e óleo.

HUANG *et al.* (2005) desenvolveram um sistema de medição de vazão para escoamentos bifásicos ar e óleo diesel usando um tomógrafo de capacitância elétrica e um dispositivo de medição de pressão diferencial. O tomógrafo foi utilizado para a aquisição da fração de vazio enquanto o tubo de Venturi foi usado para a obtenção da velocidade do escoamento bifásico.

O medidor do tipo tubo de Venturi, instalado a jusante do tomógrafo, possuía diâmetros internos de entrada e saída iguais a 50 mm e diâmetro da garganta igual a 27,5 mm. Os ângulos de entrada e saída eram iguais a 10,5 e 7,5 graus, respectivamente. Os experimentos, realizados em um circuito horizontal, abrangeram os regimes de escoamento em bolhas, em golfadas, estratificado e anular.

A relação entre a fração de vapor e o título mássico foi determinada experimentalmente com o auxílio do parâmetro de Lockhart-Martinelli. A vazão mássica real foi comparada à vazão mássica calculada através de cinco diferentes modelos que levavam em conta as propriedades dos fluidos, a queda de pressão no Venturi, a fração de vapor medida pelo tomógrafo, o título mássico e outros parâmetros.

HUANG *et al.* (2005) verificaram que o modelo *separated flow density model* apresentou a melhor concordância para todos os regimes de escoamento analisados. No entanto, a correlação de Chisholm exibiu erros levemente inferiores para os padrões de escoamento em bolhas e em golfadas.

2.6 FENÔMENOS DA CAVITAÇÃO

LUSH e SKIPP (1986) obtiveram imagens em alta velocidade da cavitação de água em um canal contendo dois indutores de cavitação (uma cunha convergente-divergente e uma cunha simétrica). Os mecanismos de crescimento da cavidade, separação e colapso foram investigados para os dois indutores. O tempo de colapso da cavidade foi três vezes superior ao tempo esperado segundo a teoria clássica de nucleação.

GOPALAN e KATZ (2000) combinaram os métodos de PIV e fotografia de alta velocidade para analisar a estrutura do escoamento com cavitação próxima à parede (*attached sheet cavitation*) em escoamentos

de água através de pequenos bocais. Eles observaram que a estrutura do escoamento era muito sensível a mudanças de temperatura. Altos valores de sobrepressão na entrada originaram cavidades mais espessas na região próxima à parede. Observou-se que colapso da cavidade foi o mecanismo principal para a produção de vorticidade a jusante da região de cavitação, o que aumentou substancialmente os valores de espessura de quantidade de movimento e de deslocamento. Uma pequena redução no índice de cavitação (resultado da redução na sobrepressão de entrada), apesar de provocar apenas um leve aumento no tamanho da cavidade, teve um impacto significativo nos níveis de turbulência e na espessura de quantidade de movimento na camada limite a jusante da zona de cavitação.

ISHII e MURAKAMI (2003) realizaram um trabalho de investigação experimental do fenômeno de cavitação para o escoamento de He I e He II em um tubo de Venturi. O tubo de Venturi vertical era formado por duas peças de alumínio, com 3 mm de espessura cada, localizadas entre duas placas paralelas de vidro de quartzo. As peças de alumínio apresentavam uma distância de separação igual a 15 mm para a região de saída e 5 mm para a garganta. Os meios-ângulos de entrada e saída eram iguais a 17,8 graus.

A pressão diferencial entre a posição a montante do Venturi e o banho, localizado a jusante do Venturi, era mensurada por um sensor de pressão, enquanto as temperaturas nas cinco posições da seção divergente do Venturi eram avaliadas por um termômetro de resistência de película fina. Os ensaios foram filmados com uma câmera digital e uma câmera de alta velocidade.

Foram realizados testes com e sem a presença de cavitação. Para os escoamentos sem cavitação, não foram observadas diferenças entre as quedas de pressão para os fluidos He I e He II. Para os escoamentos com cavitação, apesar dos escoamentos de ambos os fluidos apresentarem a mesma condição para o início do fenômeno, a cavitação desenvolveu-se mais rapidamente para o He II assim como o seu escoamento apresentou uma maior perda de pressão em relação ao He I.

O escoamento com He I exibiu numerosas bolhas de pequeno tamanho, que formaram uma nuvem escura na seção divergente do Venturi, enquanto o escoamento com He II apresentou bolhas de maior tamanho que refletiram em uma aparência transparente ao fluido. Estas imagens são mostradas na Figura 2.3. ISHII e MURAKAMI (2003) creditaram esta diferença ao mecanismo de transferência de calor para a geração e o crescimento das bolhas.

HARADA *et al.* (2006), em prosseguimento ao trabalho realizado por ISHII e MURAKAMI (2003), investigaram experimentalmente o

fenômeno de cavitação no escoamento de He I e He II em um tubo de Venturi e em um bocal convergente. Tanto o aparato experimental como os dispositivos testados apresentavam as mesmas características geométricas do trabalho anterior, com exceção da utilização de um transdutor de pressão absoluta para mensurar as diferenças de pressão de maiores magnitudes.

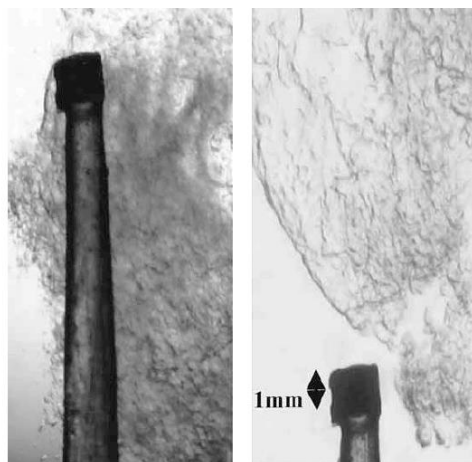


Figura 2.3 – Escoamentos bifásicos de He I (imagem à esquerda) e He II (imagem à direita) através de um tubo de Venturi. O sensor de temperatura, com dimensão de 1 mm, pode ser visto em ambas as imagens (ISHII e MURAKAMI, 2003).

O estudo de HARADA *et al.* (2006) realizou análises de PIV para o escoamento através do bocal convergente, ao invés do Venturi, com o intuito de eliminar, por simplicidade, a influência do aumento da área de escoamento. O método 2CPIV (velocimetria por imagem de partícula com dois componentes) fez uso de uma câmera digital de 1 Mpixel, um sincronizador temporal, um sistema de armazenamento de imagens e uma fonte de luz do tipo *fiber video flash* com dois canais independentes. Cada par de imagens foi capturado com um intervalo de 35 μ s sob uma frequência de 10 Hz. As bolhas de vapor atuaram como partículas rastreadoras e as imagens foram analisadas através do método de correlação cruzada. A partir dos resultados do PIV, os autores realizaram uma avaliação quantitativa da fração de vazio nos escoamentos.

HARADA *et al.* (2006) concluíram que as perdas de pressão do He II são maiores do que as do He I em função da maior fração de vazio

daquele em comparação a este. Observou-se também que as quedas de pressão para o He I são fortemente dependentes da temperatura enquanto para o He II elas são quase que independentes.

A velocidade do escoamento de He II com bolhas apresentou valores muito altos na região próxima a parede lateral, mesmo para a condição com velocidade de garganta elevada. Este comportamento se manteve na região a jusante da saída do bocal. Para o escoamento de He I observou-se que a região de alta velocidade era restrita ao núcleo central do escoamento, mostrando uma clara separação com as regiões periféricas. A fração de vazio para o He II foi significativamente maior do que a apresentada para o He I. A fração de vazio para o He I cresceu lentamente, enquanto a fração de vazio para o He II cresceu rapidamente mesmo com pequenos valores de velocidade na garganta e se nivelou para condições de velocidades da garganta elevadas.

BARRE *et al.* (2009) realizaram uma investigação numérico-experimental do escoamento de água fria com a presença de cavitação em uma geometria do tipo Venturi. Os testes experimentais foram realizados em um circuito hidráulico composto por uma bomba de circulação, um tanque de superfície livre e uma seção de teste.

A seção de teste retangular, com um perfil de Venturi localizado na região inferior, foi dimensionada e projetada com o objetivo de simular o desenvolvimento do escoamento com cavitação em pás de turbobombas. O perfil do Venturi possuía meios-ângulos de entrada e saída iguais a 4,3 e 4,0 graus, respectivamente. As dimensões da seção de entrada e da garganta eram iguais a 50 mm por 44 mm e 43,7 mm por 44 mm, respectivamente. O perfil estava equipado com cinco (orifícios) estações para a medição da fração de vazio, da velocidade e da pressão. A pressão na seção de teste foi obtida por meio de um sensor piezométrico absoluto, a fração de vazio foi medida através de um sensor ótico duplo e a velocidade local foi avaliada pelo mesmo sensor ótico por meio da comparação entre os tempos de trânsito de duas bolhas sucessivas detectadas pelas duas extremidades do sensor.

A comparação entre os resultados experimentais e numéricos, estes obtidos pela solução das equações de Navier-Stokes (médias de Reynolds) para uma malha tridimensional estruturada, apresentaram boa concordância para a fração de vazio das estações 1 e 2, mas exibiram baixa concordância para as estações 3 a 5, chegando a uma discrepância de até 800% para um caso simulado para a estação 5. As pressões obtidas numericamente apresentaram ótima concordância com os resultados experimentais para as estações 1 e 2, porém exibiram discordância para as estações 3, 4 e 5 em função da presença do fenômeno de recompressão.

PETKOVŠEK e DULAR (2013) realizaram medições de temperatura por termografia infravermelho em escoamentos de água com cavitação em um bocal do tipo Venturi. Variações temporais e espaciais da temperatura ajudaram a explicar a dinâmica da cavitação de bolhas na garganta e nas regiões a jusante desta. Comparações dos dados de temperatura com a teoria de Rayleigh-Plesset incluindo os efeitos térmicos (BRENNEN, 1995) sugeriam que os tamanhos dos núcleos desempenhavam um importante papel na evolução da temperatura ao longo do Venturi, e que a dinâmica do escoamento na região a jusante era dominada pelo fenômeno de *bubble rebound*, ou seja, uma sucessão de períodos de crescimento e colapso das bolhas.

ABDULAZIZ (2014) desenvolveu um estudo experimental da cavitação de água em um tubo de Venturi de pequenas dimensões para condições variáveis a montante e a jusante. A distribuição da fração de vazio foi estimada segundo uma técnica visual. Para condições de escoamento sônico, a redução da razão de pressão para valores abaixo da razão de pressão crítica resultou em um aumento da fração de vapor na seção divergente. Bolhas de vapor foram observadas na seção a jusante mesmo quando a pressão já havia retornado a níveis superiores à saturação correspondente às condições locais.

2.7 CLASSIFICAÇÃO DOS ARTIGOS REVISADOS

A Figura 2.4, um diagrama de Venn modificado, apresenta uma classificação dos artigos revisados neste capítulo.

Primeiramente, o conjunto “Bocais ou Venturis” engloba todos os artigos revisados, visto que o tema do referido conjunto é a base desta tese. Em seguida, o subconjunto “+1 Componente” agrega os trabalhos que fazem referência ao escoamento bifásico com a presença de um ou mais componentes, o subconjunto “Visualização” reúne os estudos que apresentam o uso de uma técnica de visualização (câmera fotográfica ou alta velocidade), e o subconjunto “PIV ou Infravermelho” compreende os artigos que relatam análises pelas referidas técnicas. Por fim, a intersecção dos subconjuntos permite visualizar os artigos que contém características de mais de um subconjunto.

A presente tese se propõe a preencher a lacuna do conhecimento científico representada pela intersecção de todos os subconjuntos da Figura 2.4.

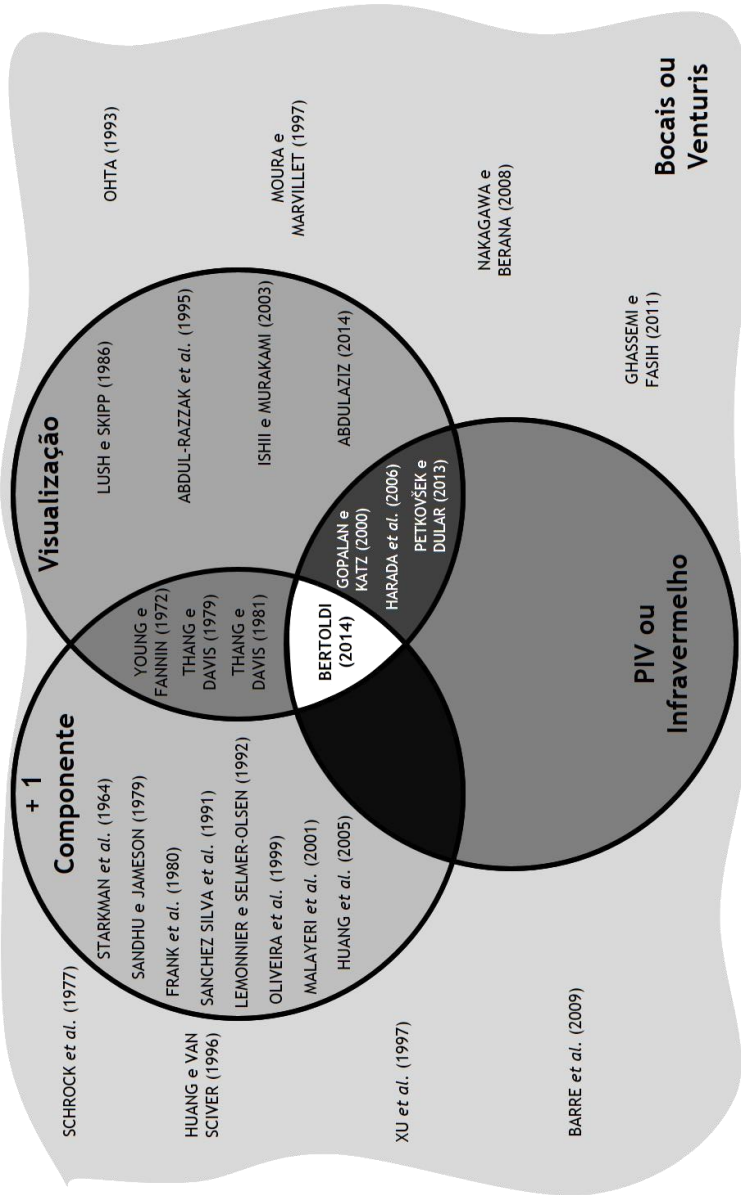


Figura 2.4 – Classificação dos artigos revisados: diagrama de Venn modificado.

2.8 ENFOQUE DO TRABALHO

Após a revisão dos trabalhos da literatura que abordam de alguma maneira o tema desta tese, verificou-se a ausência de uma investigação experimental para o escoamento bifásico com mudança de fase de uma mistura binária contendo um componente volátil através de um tubo de Venturi (bocal convergente-divergente).

O objetivo deste trabalho é investigar experimentalmente o escoamento bifásico, com a presença de *flashing*, de uma mistura binária com valor infinito de volatilidade relativa através de um tubo de Venturi. A volatilidade relativa, α , de uma mistura binária é definida como a razão entre as constantes de equilíbrio K para os componentes individuais:

$$\alpha = \frac{K_1}{K_2} = \frac{\tilde{y}_1/\tilde{x}_1}{\tilde{y}_2/\tilde{x}_2} \quad (2.1)$$

onde \tilde{x} e \tilde{y} são as frações molares de equilíbrio para as fases líquida e vapor e os índices inferiores 1 e 2 denotam os componentes mais leve (refrigerante) e mais pesado (óleo), respectivamente. À medida que a mistura escoar através da seção convergente-divergente, vapor será formado se a pressão local cair abaixo da pressão de saturação (ponto de bolha) da mistura. Se a pressão de vapor do componente mais pesado é negligenciada, a volatilidade relativa tenderá ao infinito já que o vapor liberado será formado majoritariamente pelo componente mais leve, já que \tilde{y}_2 tende a zero.

A mistura de fluidos investigada nesta tese é composta pelo fluido refrigerante R-134a (componente leve) e pelo óleo lubrificante poliol éster (POE) ISO 10 (componente pesado com pressão de vapor negligenciável). Esta mistura foi selecionada devido a sua característica de miscibilidade total para toda a faixa de concentração segundo temperaturas relativamente altas. Além disto, o cálculo dos parâmetros de escoamento é facilitado pelo conhecimento do equilíbrio de fases e do comportamento das propriedades físicas desta mistura (MARCELINO NETO, *et al.*, 2014). Vale destacar que a mistura de refrigerante e óleo lubrificante é, a rigor, uma mistura multicomponente, visto que o óleo é, por si só, uma mistura de várias substâncias. Entretanto, por uma questão de simplicidade, o óleo é frequentemente tratado como um pseudo-componente ao qual associa-se uma massa molar média.

3 BANCADA EXPERIMENTAL

O presente capítulo tem o objetivo de apresentar e descrever todo o aparato experimental utilizado para caracterizar o escoamento bifásico com desprendimento de componente volátil da mistura bifásica de óleo lubrificante e R-134a que escoam através de um bocal convergente-divergente do tipo tubo de Venturi.

Inicialmente, o capítulo apresenta uma descrição geral da bancada experimental e os parâmetros que foram levados em conta na elaboração do seu projeto. Em seguida, as características da seção de teste são descritas em detalhes. Por fim, apresentam-se as variáveis medidas, os procedimentos de operação e os resultados de validação para a bancada.

3.1 DESCRIÇÃO

A bancada experimental está subdividida em dois circuitos: principal e auxiliar. O circuito principal destina-se à realização dos testes, enquanto o auxiliar permite a carga e descarga dos fluidos do circuito principal. A partir do momento em que é alcançada a concentração mássica da mistura definida para o circuito principal, a ligação entre os circuitos auxiliar e principal é interrompida e os testes são realizados somente por meio do circuito principal. A Figura 3.1 apresenta um diagrama esquemático com os principais componentes da bancada em ambos os circuitos.

3.1.1 Circuito principal

O circuito principal caracteriza-se como um circuito fechado composto por tubulação, válvulas, equipamentos e transdutores de medição. O APÊNDICE A disponibiliza uma descrição detalhada dos equipamentos e transdutores de medição.

O condensador [1] é um trocador de calor do tipo placas brasadas responsável pela condensação da mistura. A sua água de refrigeração é fornecida pelo *chiller* [2]. Após o condensador, em sentido horário, foi instalado um *by-pass* [3] que serve à coleta de amostras da mistura. Um conjunto de válvulas permite a retirada da amostra sem que ocorra acréscimo ou decréscimo de qualquer componente da mistura que escoam pelo circuito principal. Na sequência, localizam-se um transdutor de pressão [P], um termopar [T] e as tubulações que servem à carga da bancada com óleo lubrificante [4] e fluido refrigerante [5], respectivamente.

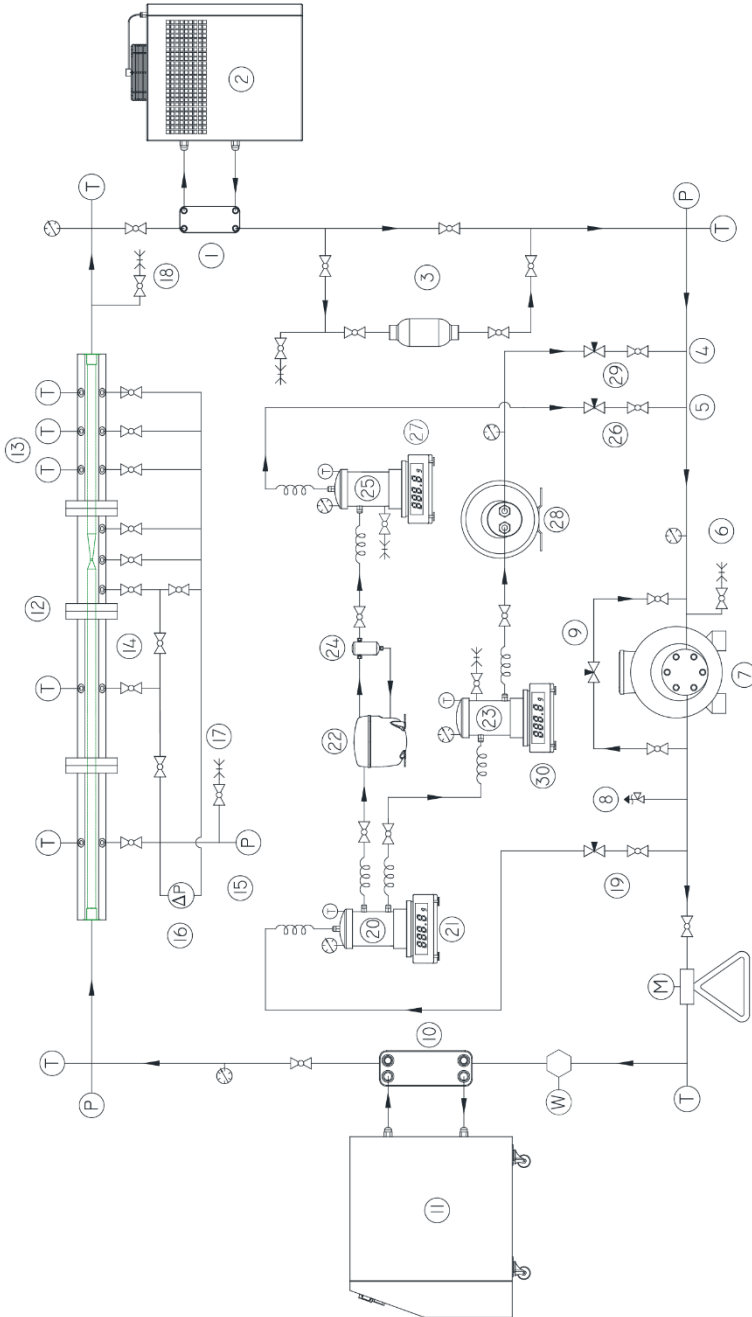


Figura 3.1 – Desenho esquemático da bancada experimental.

A bomba de engrenagens [7] é precedida por um manômetro e uma válvula de serviço [6]. A jusante da bomba encontra-se uma válvula de alívio [8], que fornece segurança ao circuito em situações atípicas de sobrepressão, e outro sistema de *by-pass* [9]. Este sistema, que pode atuar concomitantemente ao inversor de frequência do motor elétrico, auxilia na variação da vazão da bomba de engrenagens. Em seguida, situam-se o medidor de vazão mássica [M], um termopar [T] e o transdutor de concentração mássica [W]. A continuação do circuito conta com um aquecedor [10], ou seja, um trocador de calor do tipo placas brasadas que atua no aquecimento da mistura. A sua água de aquecimento é fornecida pelo banho de água quente [11]. A jusante do aquecedor, localizam-se um manômetro, um transdutor de pressão [P] e um termopar [T].

A conexão da tubulação à seção de teste [12] é feita por meio de uma mangueira, de metal trançado, a fim de reduzir a tensão na conexão de entrada da seção de teste de acrílico. A seção de teste é instrumentada com termopares [13] e uma rede de válvulas [14] que conectam as tomadas de pressão aos transdutores de pressão manométrica [15] e diferencial [16]. Os ramais desta rede contam com uma válvula de serviço [17] que serve, prioritariamente, ao processo de purga das tubulações que ligam as tomadas de pressão aos referidos transdutores.

A saída da seção de teste se dá através de uma mangueira, de metal trançado, que possui a mesma finalidade da mangueira localizada na entrada da seção de teste. Logo em seguida, encontram-se uma válvula de serviço [18], um manômetro e um termopar [T]. Quatro válvulas de bloqueio distribuídas ao longo do circuito auxiliam no seccionamento da bancada em diferentes setores e, assim, facilitam a manutenção do aparato experimental. A Figura 3.2 apresenta uma representação tridimensional do circuito principal.

3.1.2 Circuito auxiliar

O circuito auxiliar também caracteriza-se como um circuito fechado. Este circuito inicia-se a partir da descarga da bomba de engrenagens do circuito principal, onde foram instaladas válvulas de bloqueio e micrométrica [19]. A abertura de ambas as válvulas permite que a mistura escoe até o reservatório separador [20]. O controle da massa que entra ou sai do reservatório é realizado por uma balança [21].

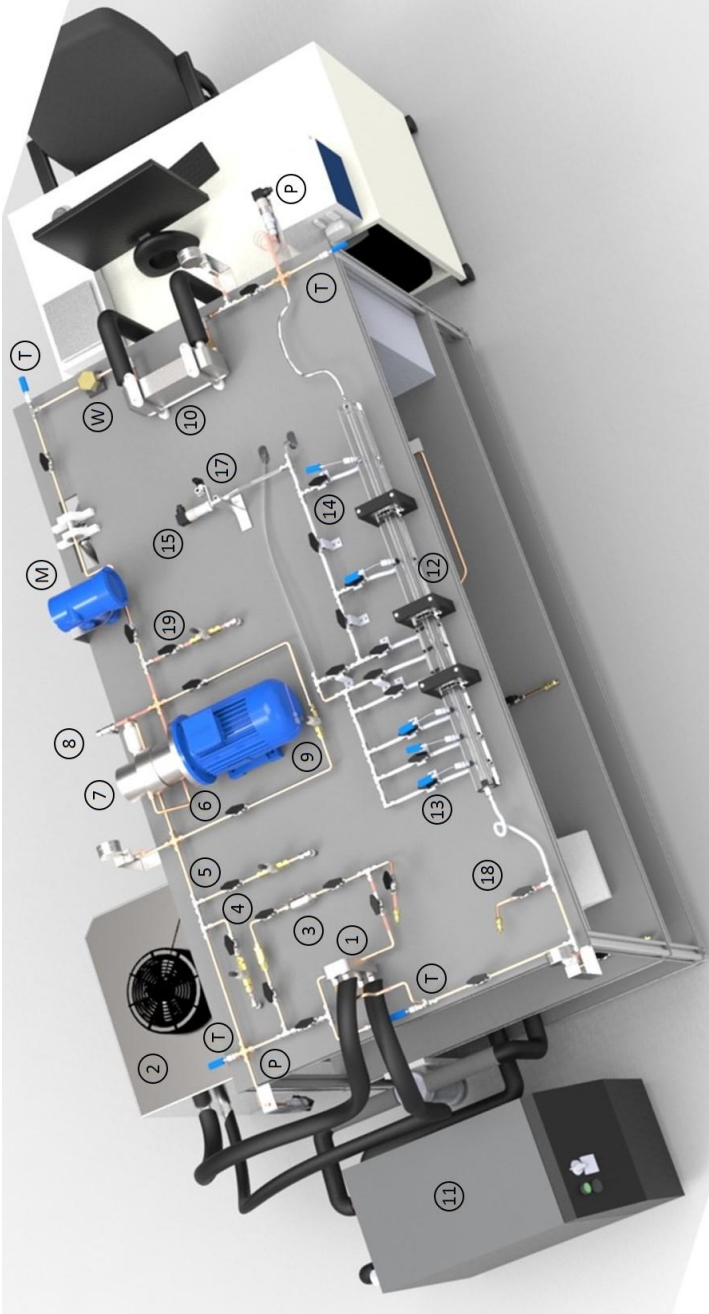


Figura 3.2 – Representação tridimensional do circuito principal.

A saída superior do reservatório separador leva fluido refrigerante ao compressor hermético [22] que, por sua vez, foi projetado para operar com o mesmo par de fluidos (refrigerante e óleo lubrificante) usado no aparato experimental.

A descarga do compressor leva o fluido refrigerante para o filtro [24] e, posteriormente, ao reservatório de refrigerante [25]. Este reservatório possui uma entrada para a carga de fluido refrigerante puro e uma saída para o escoamento do fluido ao circuito principal. A saída é regulada por uma válvula micrométrica e interrompida por uma válvula de bloqueio [26]. Este reservatório conta também com uma balança [27] para o controle das massas de entrada e saída.

A saída inferior do reservatório separador leva óleo lubrificante ao seu respectivo reservatório [23]. Este reservatório possui uma entrada para a carga de óleo puro e uma saída que direciona o óleo para a bomba de engrenagens de baixa vazão [28]. Tal como os outros reservatórios, este também possui uma balança [30] para o controle das massas de entrada e saída.

A jusante da bomba de engrenagens de baixa vazão, encontra-se um manômetro e duas válvulas, micrométrica e de bloqueio [29], para a regulação e interrupção, respectivamente, do escoamento de óleo para o circuito principal.

Cada um dos reservatórios conta com um termopar [T], um manômetro e uma resistência elétrica do tipo fita, envolvendo sua superfície exterior. A resistência do reservatório separador permite o aquecimento da mistura e, conseqüentemente, a separação entre as fases líquida (óleo) e vapor (refrigerante). A resistência do reservatório de fluido refrigerante eleva a pressão do fluido e, assim, facilita o seu escoamento para o circuito principal.

O reservatório de óleo conta com uma pequena massa de fluido refrigerante (inferior a 2% da massa de óleo). Assim, ao ser aquecido pela resistência elétrica, o refrigerante separa-se do óleo e cria uma sobrepressão no reservatório. Tal condição facilita a sucção do óleo pela bomba de engrenagens de baixa vazão.

As conexões de entrada e saída de fluidos dos três reservatórios são realizadas por meio de tubos capilares (2 mm de diâmetro) enrolados em formato de espiral. Esta condição geométrica evita erros na leitura das massas em suas respectivas balanças. A Figura 3.3 apresenta uma representação tridimensional do circuito auxiliar.

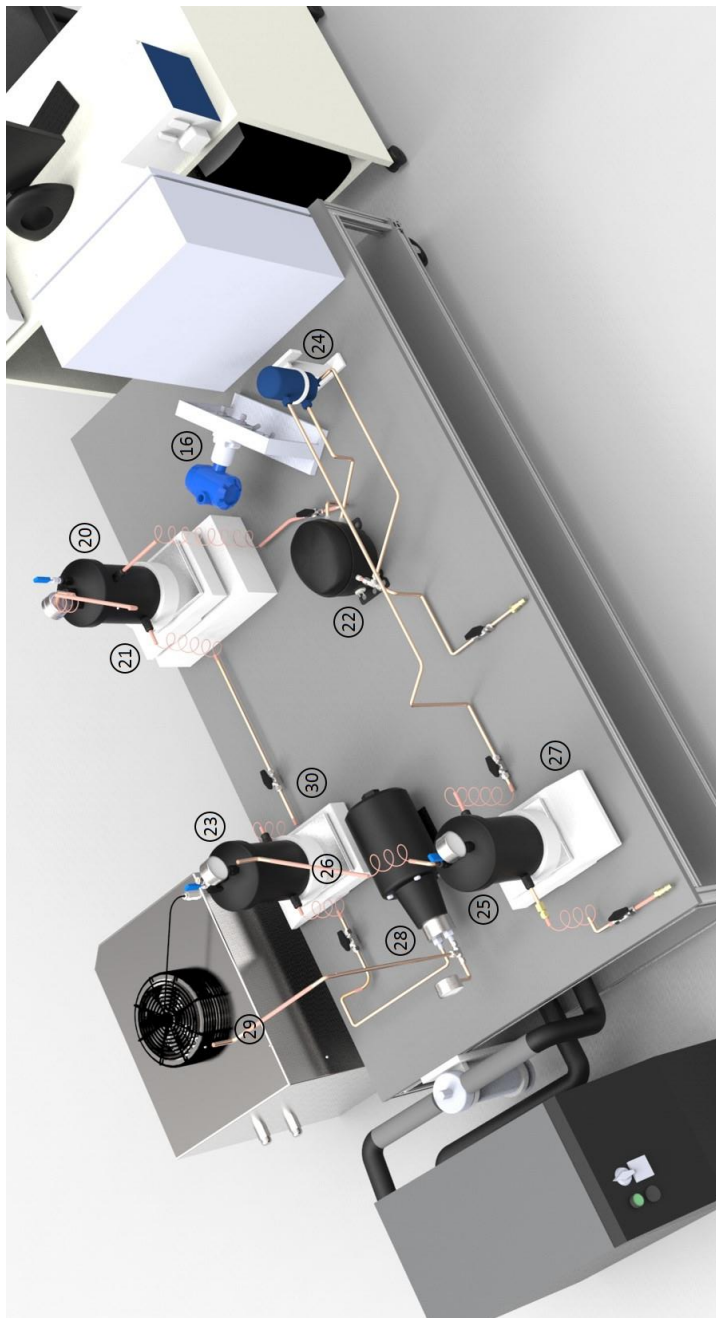


Figura 3.3 – Representação tridimensional do circuito auxiliar.

3.2 PROJETO

O projeto e dimensionamento do circuito principal da bancada teve início pela escolha dos valores máximos de pressão (~2 MPa) e temperatura (~80 °C) aos quais a mistura estaria submetida na entrada da seção de teste. A partir destes limites, a seção de teste foi modelada segundo um orifício submetido ao escoamento isentrópico crítico de fluido refrigerante puro.

Além da simplificação geométrica, foram assumidas as seguintes hipóteses simplificativas para o dimensionamento do aparato: equilíbrios hidrodinâmico e termodinâmico, condição de líquido saturado e velocidade desprezível de líquido na entrada do orifício, perdas localizadas e variação da energia potencial desprezíveis e cálculo da perda de carga distribuída supondo variação linear do título ao longo do orifício.

O código numérico desenvolvido para tal fim resolveu as equações de conservação da quantidade de movimento e da energia da mistura de acordo com os seguintes passos: (i) estimativa da pressão na saída do orifício; (ii) realização da expansão isentrópica; (iii) determinação do título, da massa específica e da entalpia na saída do orifício; (iv) cálculo da velocidade do som na saída do orifício; (v) verificação da satisfação da conservação da energia e; (vi) caso a mesma não se verificasse (mediante uma tolerância pré-estabelecida), estimativa da nova pressão e retorno para o passo (ii).

A modelagem do escoamento isentrópico crítico de fluido refrigerante puro levou à obtenção das condições (afora temperatura e pressão já selecionadas) limítrofes para a operação da bancada. A condição de escoamento crítico (sônico) forneceu a máxima vazão para o sistema, bem como a máxima queda de pressão à qual o tubo de Venturi seria submetido. Sabendo que o óleo lubrificante apresenta pressão de vapor desprezível, o escoamento de fluido refrigerante puro forneceu a máxima troca térmica (entre o processo e os banhos térmicos) requerida pelo sistema.

A partir das condições termodinâmicas do escoamento na saída do orifício, estimou-se a taxa de transferência de calor que o trocador de calor (condensador) deveria extrair do escoamento a fim de garantir o retorno da mistura à condição de líquido sub-resfriado. Os valores máximos para a vazão, queda de pressão e viscosidade da mistura permitiram o dimensionamento da bomba e de sua potência de acionamento. Por sua vez, as condições do escoamento requeridas na entrada da seção de teste levaram à estimativa da taxa de transferência de calor que o trocador de calor (aquecedor) deveria fornecer à mistura. Os banhos de água fria (*chiller*) e

quente (aquecedor) foram dimensionados segundo as cargas calculadas para os respectivos trocadores de calor.

O circuito auxiliar foi dimensionado conforme as necessidades do circuito principal. Os reservatórios foram escolhidos em função do volume a ser armazenado (duas vezes o volume do circuito principal) e da pressão máxima de trabalho do sistema (~2 MPa). O compressor hermético e o filtro foram selecionados a partir dos modelos comumente utilizados com o par de fluidos deste trabalho.

3.3 SEÇÃO DE TESTE

Esta tese de doutorado tem a finalidade de avaliar o escoamento bifásico da mistura óleo lubrificante e fluido refrigerante pela seção de teste tanto de forma qualitativa, por meio da visualização do escoamento através da câmara de alta velocidade, como quantitativa, por meio da análise dos campos de velocidade pelo sistema de velocimetria por imagem de partícula (PIV - *Particle Image Velocimetry*). Assim, o material da seção de teste deve garantir, primeiramente, um elevado índice de transmissibilidade da luz visível. Adicionalmente, este material deve possuir elevada resistência à ruptura a fim de permitir a realização dos experimentos sob pressões de até 2 MPa. Por fim, ele precisa exibir um nível mínimo de estabilidade química com o intuito de prevenir possíveis ataques químicos da mistura à superfície interna da tubulação. A Tabela 3.1 apresenta as propriedades dos materiais disponíveis para a construção da seção de teste.

Tabela 3.1 – Propriedades dos materiais para a seção de teste.

Propriedade	Vidro ^(a)	Acrílico ^(b)	Polycarbonato ^(c)
Módulo de elasticidade (GPa)	60,0 a 64,0	2,8 a 3,3	2,4
Tensão de ruptura (MPa)	–	62,0 a 83,0	68,9
Índice de transmissibilidade da luz visível ^(d) (%)	95,0	89,0 a 92,0	90,0
Índice de refração	1,47	1,49	–
Estabilidade química ^(e)	alta	média	alta
Usinabilidade ^(f)	ruim	boa	boa
Custo	alto	baixo	alto

(a) vidro borossilicato (MATWEB, 2014a), (b) valores médios para acrílico fundido (MATWEB, 2014b), (c) polycarbonato Zelux (MATWEB, 2014c), (d) superfície polida, (e) óleos ésteres e refrigerantes HFCs, (f) facilidade de usinagem, corte e polimento.

Em virtude da alta resistência à ruptura, do alto índice de transmissibilidade à luz, da boa usinabilidade e do baixo custo, o acrílico foi o material escolhido para a fabricação da seção de teste.

A seção de teste é composta por quatro peças (entrada, desenvolvimento, Venturi e saída), unidas por flanges e com comprimento total igual a 1100 mm. As peças que compõem a seção de teste são apresentadas esquematicamente na Figura 3.4.

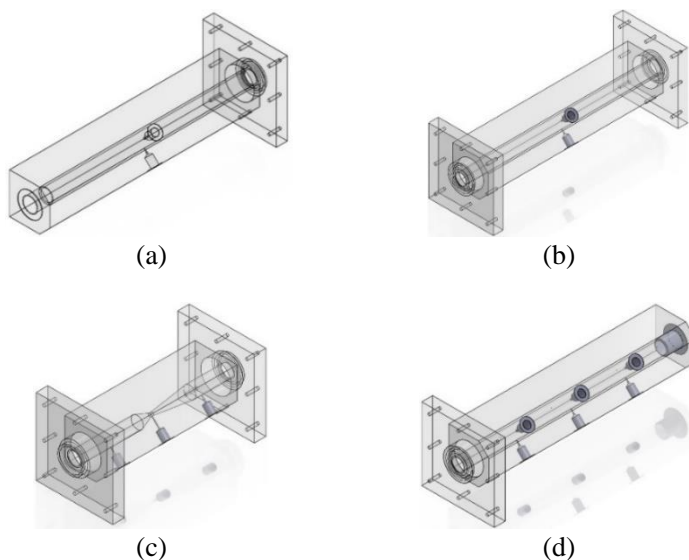


Figura 3.4 – Configuração final da seção de teste: (a) entrada, (b) desenvolvimento, (c) Venturi e (d) saída.

As peças denominadas entrada, desenvolvimento e saída possuem comprimentos e diâmetros internos iguais a 300,0 mm e 16,0 mm, respectivamente. A peça denominada Venturi possui regiões de entrada e saída com diâmetros internos iguais a 16,0 mm e comprimentos iguais a 82,0 mm e 49,6 mm, respectivamente. A seção convergente do Venturi possui comprimento de 16,5 mm e ângulo de 40 graus. A garganta apresenta comprimento igual a 3,0 mm e diâmetro interno igual a 4,0 mm. A seção divergente do Venturi, por sua vez, exibe comprimento de 48,9 mm e ângulo de 14 graus. Uma vista em corte do tubo de Venturi é apresentada na Figura 3.5.

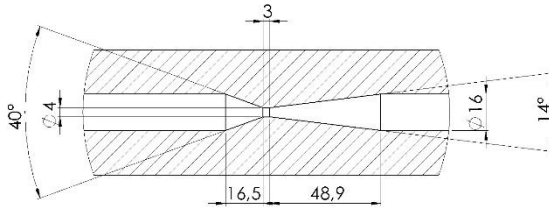


Figura 3.5 – Vista em corte do tubo de Venturi (dimensões em milímetros).

A seção de teste foi projetada com cinco tomadas de temperatura, onde são instalados termopares de imersão, e oito tomadas de pressão estática que se interligam pela rede de válvulas e tubulações até os transdutores de pressões manométrica e diferencial. A localização das tomadas (numeradas de 1 a 8) ao longo da seção de teste é apresentada na Figura 3.6.

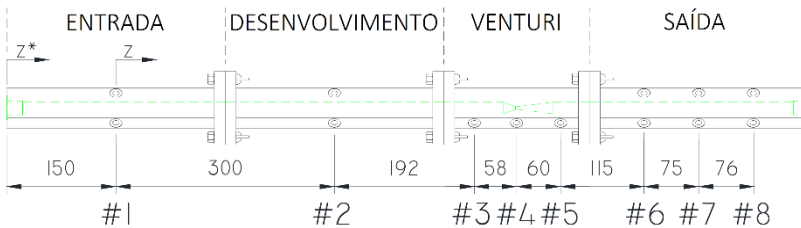


Figura 3.6 – Posições das tomadas de pressão e temperatura ao longo da seção de teste (dimensões em milímetros).

As hastes dos termopares são inseridas nas tomadas de temperatura com o auxílio de conexões roscadas de dupla anilha. A superfície externa da conexão é rosqueada na peça de acrílico enquanto a superfície interna é anilhada na haste do termopar. Tal configuração permite a leitura da temperatura e garante a estanqueidade da seção de teste. As hastes, com 2 mm de diâmetro, são inseridas até que suas pontas entrem em contato com o fluido escoando adjacente à superfície interna da tubulação. Um desenho esquemático da instalação dos termopares na seção de teste é apresentado na Figura 3.7.

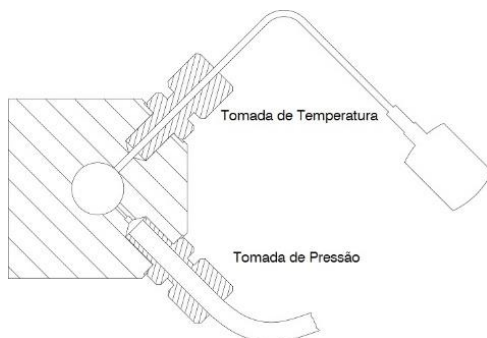


Figura 3.7 – Vista em corte das tomadas de pressão e temperatura na seção de teste.

As flutuações de pressão capturadas ao longo da seção de teste devem ser transmitidas aos respectivos transdutores através de uma única fase. Por se tratar de um escoamento bifásico líquido-vapor, optou-se pela instalação das tomadas de pressão na região inferior da seção e, portanto, pela transmissão de tais flutuações por meio da fase líquida. As tomadas foram usinadas com um ângulo de 45 graus em relação ao eixo vertical a fim de facilitar a montagem da seção de teste na superfície da bancada.

A partir da superfície interna da tubulação, todas as tomadas de pressão possuem um furo com 0,8 mm de diâmetro e 4,46 mm de comprimento que alonga-se para um furo com 1,6 mm de diâmetro e 1,0 mm de comprimento. A exceção é a tomada da garganta que alonga-se para um furo com 1,6 mm de diâmetro e 7,0 mm de comprimento. Estas dimensões foram definidas com o objetivo de reduzir os erros associados às medições de pressão (BENEDICT, 1984).

As tomadas de pressão conectam-se aos transdutores de pressão manométrica e diferencial por intermédio de válvulas de bloqueio e tubulações transparentes. A abertura e fechamento de determinadas válvulas estabelece o ponto de leitura da pressão, enquanto a transparência das tubulações certifica a presença de uma única fase comunicadora das flutuações de pressão.

O sensor de pressão manométrica está instalado no mesmo nível das tomadas, enquanto o sensor de pressão diferencial está instalado na região inferior da bancada. O conjunto é apresentado em detalhe na Figura 3.8 e na Figura 3.9.

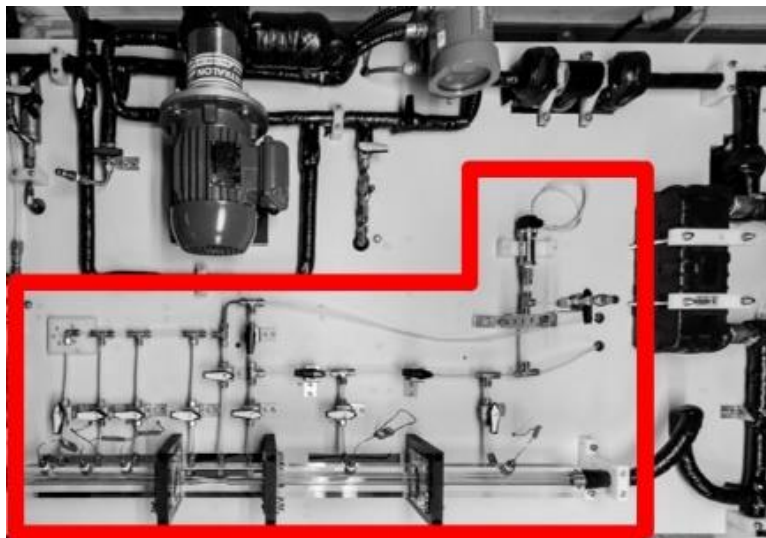


Figura 3.8 – Conjunto de medição das pressões na seção de teste: tomadas de pressão, ramais e transdutor de pressão manométrica.

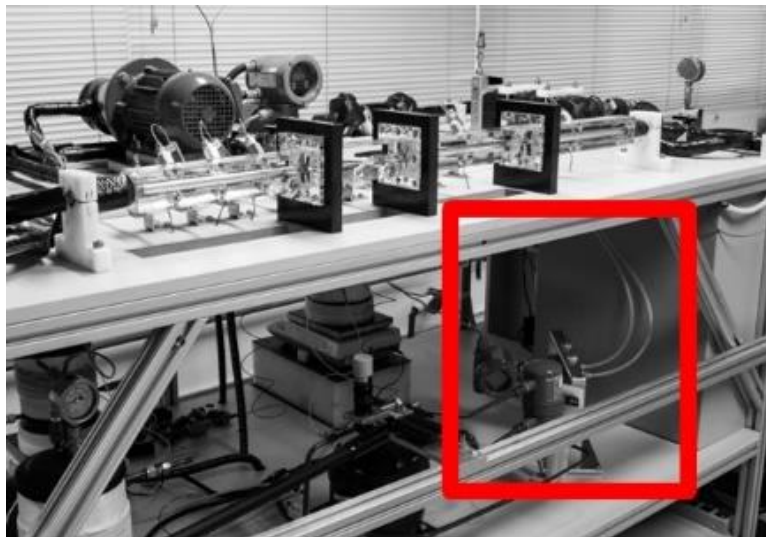


Figura 3.9 – Conjunto de medição das pressões na seção de teste: transdutor de pressão diferencial.

3.4 VARIÁVEIS MEDIDAS

A caracterização dos fenômenos associados ao processo de desprendimento (cavitação) do refrigerante ao longo da seção de teste exige, localmente, a quantificação da pressão, temperatura e velocidade da mistura. A execução de diferentes condições de teste exige, globalmente, a avaliação dos seguintes parâmetros: vazão mássica, concentração mássica, temperatura e pressão da mistura.

Ainda que não seja avaliada quantitativamente, as imagens capturadas com a câmera de alta velocidade fornecem elementos para uma análise qualitativa do desprendimento do refrigerante.

A análise das incertezas de medição associadas as variáveis descritas nesta seção é apresentada no APÊNDICE B.

3.4.1 Pressão

Os valores de pressão absoluta foram obtidos pela adição da pressão atmosférica às leituras de pressão manométrica. A pressão atmosférica foi adquirida, via *online* (EPAGRI/CIRAM, 2014) e em tempo real, a partir da estação meteorológica “Florianópolis-Automática” de propriedade da Epagri/Ciram. As pressões manométricas foram medidas por três transdutores de pressão manométrica P-30 fabricados pela WIKA. Um transdutor possui faixa de medição de 0 a 2,5 MPa, enquanto os demais possuem faixa de 0 a 4 MPa. A incerteza de medição dos transdutores é inferior a 0,1% do respectivo fundo de escala.

A pressão diferencial ao longo da seção de teste foi determinada pelo transdutor de pressão diferencial 3051S1CD3A fabricado pela *Emerson Process Management*. Tal dispositivo é capaz de mensurar diferenças de pressão entre 0 e 250 kPa com incerteza de medição inferior a 0,06% do fundo de escala.

3.4.2 Temperatura

Os dados experimentais de temperatura foram mensurados através de nove termopares de imersão do tipo T. Os quatro termopares (1,6 mm de diâmetro) instalados no circuito principal não foram calibrados, enquanto os cinco termopares (2,0 mm de diâmetro) instalados na seção de teste foram calibrados para a faixa de leitura de 25 a 45 °C. A incerteza de medição dos termopares da seção de teste não excedeu o valor de 0,15 °C.

3.4.3 Velocidade

A velocidade da mistura de óleo e refrigerante escoando pela seção de teste foi avaliada pelo sistema PIV. Este sistema é formado, basicamente, por quatro equipamentos: (i) laser Nd-YAG de dupla cavidade, modelo NANO-L-200-15, fabricado pela empresa *Litron*, com comprimento de onda de 532 nm, taxa de repetição e energia de saída, por laser, iguais a 15 Hz e 200 mJ, respectivamente; (ii) câmera fotográfica digital com resolução de 4 mega pixels; (iii) computador capaz de controlar o sistema e processar as imagens da câmera; e (iv) *hardware* para sincronização do conjunto. Um esquema ilustrativo do sistema PIV é apresentado na Figura 3.10.

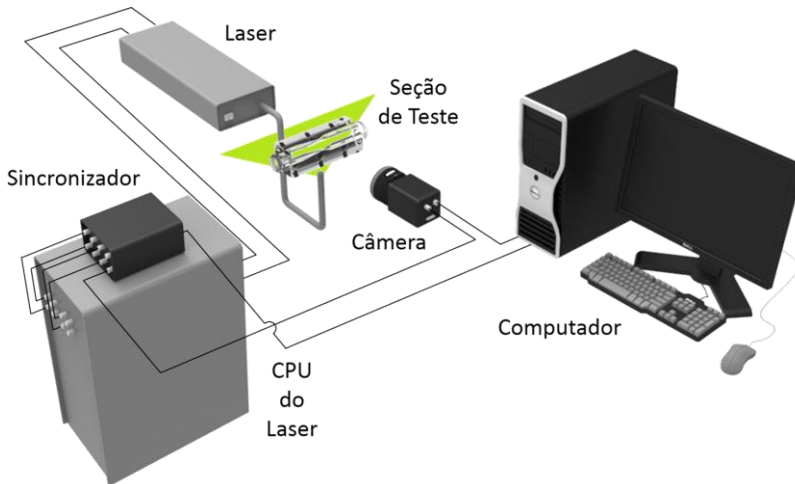


Figura 3.10 – Esquema ilustrativo do sistema PIV.

O sistema PIV baseia-se na suposição de que pequenas partículas (rodamina B, com tamanho médio entre 1 e 20 μm , no caso do presente experimento) contidas em um escoamento movem-se junto com o fluido e, portanto, são capazes de representar fielmente as características do escoamento. É importante ressaltar que as partículas de rodamina B são disponibilizadas comercialmente em solução aquosa, tendo sido necessário, no presente trabalho, a prévia desidratação das partículas para a posterior solubilização no óleo lubrificante.

Inicialmente, o laser gera um feixe de luz pulsante sobre as partículas presentes em um plano do escoamento. Ao mesmo tempo, a imagem da luz refletida por estas partículas é capturada pela câmera

fotográfica digital e enviada ao sistema de processamento. Através de um *software* específico, cada uma das imagens é subdividida em pequenas áreas chamadas áreas de interrogação, o que permite a determinação da posição de cada uma das partículas. Por fim, de posse do intervalo de tempo entre as imagens capturadas, computa-se a velocidade das partículas no plano do escoamento. Este cálculo, realizado através de funções estatísticas (auto correlações ou correlações cruzadas), admite que todas as partículas na área de interrogação se movem homogeneamente. Por esta razão, a cada área de interrogação é associado um único vetor velocidade. A Figura 3.11 apresenta um esquema da aplicação do método PIV.

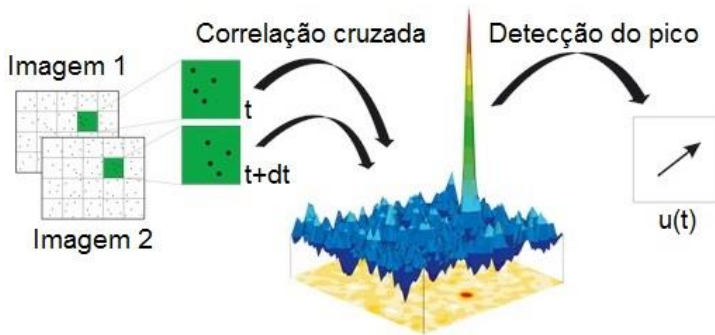


Figura 3.11 – Aplicação do método PIV. Adaptado de LAVISION (2014).

A qualidade dos resultados entregues pelo método PIV está intimamente ligada aos seguintes parâmetros: (i) diâmetro das partículas: quanto menor, maior é a mobilidade da partícula junto ao escoamento; (ii) tempo entre os pulsos do feixe de luz: quanto mais curto, tanto melhor é a nitidez das partículas como maior é a quantidade de partículas que permanece na mesma área de interrogação, porém quanto mais comprido, maior é o deslocamento da partícula e, portanto, mais fácil é a identificação do seu deslocamento; (iii) resolução das imagens adquiridas: quanto maior a resolução da câmera digital, melhor é a identificação das partículas; (iv) tamanho da área de interrogação: depende da densidade das partículas dissolvidas no escoamento e do tempo entre os pulsos do feixe de luz; e (v) função estatística aplicada.

O sistema PIV foi montado junto à seção de teste conforme o esquema apresentado na Figura 3.12. O feixe de laser é emitido pela extremidade de um braço extensor conectado ao laser. A extremidade é posicionada na parte inferior da seção de teste e o feixe é direcionado de

baixo para cima. O correto alinhamento entre o feixe de laser e a região de análise na seção de teste é realizado por um sistema de posicionamento que permite o deslocamento do braço extensor nas três direções ortogonais (x , y e z), tal como apresentado na Figura 3.12 (a). O conjunto também permite a rotação em torno do eixo x , enquanto o próprio feixe de laser permite a rotação em torno do eixo y . Não há a necessidade de rotação em torno do eixo z já que o feixe de laser é um plano propriamente dito.

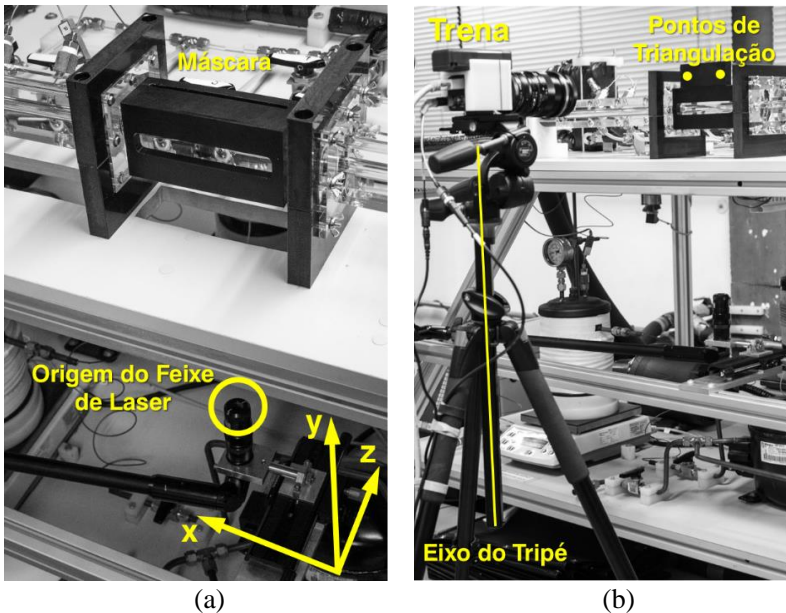


Figura 3.12 – Esquema de montagem e posicionamento do sistema PIV junto à seção de teste.

O alinhamento do feixe de laser com o plano de análise xy da seção de teste, conforme visto na Figura 3.12 (b), é verificado através de uma máscara que contém duas aberturas, uma na região inferior e outra na superior, ambas com 5 mm de largura, ao longo de todo o plano xy .

O alinhamento da câmera em relação ao feixe de laser é obtido por um sistema de triangulação desenvolvido no presente trabalho. O sistema funciona da seguinte maneira: (i) uma trena digital é instalada no topo da câmera, que por sua vez está posicionada em um tripé fotográfico; (ii) tanto a trena como a câmera são posicionadas concêntricamente ao eixo

do tripé; (iii) a rotação do conjunto sobre este eixo permite a obtenção das distâncias entre o mesmo e as extremidades laterais e verticais da superfície xy fixada sobre a máscara (pontos de triangulação mostrados na Figura 3.12 b); (iv) de posse dos valores de distância, posiciona-se o tripé paralelamente ao plano xy . O sistema de posicionamento do PIV é apresentado em detalhes no APÊNDICE C.

As imagens foram obtidas com auxílio de uma lente com distância focal igual a 50 mm, para aberturas de diafragma entre $f/4,0$ e $f/5,6$. Um filtro polarizador auxiliou na redução dos reflexos causados por determinados feixes de luz sobre a seção de teste de acrílico e o filtro passa alta 532 nm permitiu que a lente recebesse apenas luz acima do comprimento de onda de 532 nm. No entanto, a ausência de um filtro passa-banda para a faixa de emissão da rodamina B (em torno de 600 nm) impossibilitou a execução da análise segundo a técnica de fluorescência.

3.4.4 Vazão mássica

A vazão mássica da mistura foi determinada através de um medidor de vazão mássica do tipo *Coriolis*. O dispositivo CMF025M, fabricado pela *Emerson Process Management*, possui faixa de medição de 100 até 1100 kg/h e incerteza de medição inferior a 0,1% do fundo de escala.

Este modelo de medidor pode ser instalado em qualquer trecho de tubulação não obstante a existência de válvula ou outro tipo de restrição ao seu lado montante. Todavia, sabendo que o equipamento apresenta, por natureza, alto valor de incerteza na medição de misturas bifásicas líquido-vapor, o mesmo foi instalado a jusante da bomba a fim de garantir a leitura sobre um escoamento monofásico.

3.4.5 Concentração mássica

A concentração mássica dos componentes da mistura deveria ter sido mensurada por um transdutor que opera segundo o índice de refração dos fluidos de trabalho. Comercializado pela empresa *Newell Instruments Inc.*, sob o modelo *630 refractometer sensor*, o dispositivo emite um sinal de saída em tensão em função da concentração, para a qual foi previamente calibrado, desde que a mistura escoe apenas na fase líquida. Para assegurar a existência do escoamento monofásico líquido, o transdutor foi instalado a jusante do medidor de vazão.

O equipamento foi calibrado, conforme as recomendações do fabricante (NEWELL, 2012), para a faixa de concentração mássica entre 0 e 58% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$. A determinação dos valores de referência para

a verificação das massas de óleo e refrigerante na mistura foi realizada pelo método de medição da proporção de óleo lubrificante no fluido refrigerante (ASHRAE, 1996). Ao final da calibração, obteve-se uma curva entre o sinal de saída do dispositivo (volts) e a concentração de refrigerante na mistura ($\% \text{ kg}_{R-134a}/\text{kg}_{\text{mistura}}$).

Após a realização de diversos ensaios experimentais verificou-se que o transdutor não apresentava repetibilidade alguma. O procedimento de calibração foi refeito e, novamente, os resultados experimentais mostraram-se desconexos à curva de calibração.

A medição de concentração mássica passou, então, a ser realizada pelo método de medição da proporção de óleo lubrificante no fluido refrigerante (ASHRAE, 1996), também conhecido como método de análise gravimétrica.

O conjunto utilizado nesta medição é apresentado na Figura 3.13. Ele consiste de uma balança de precisão (1), um conjunto que contém o cilindro de amostragem (2), um conjunto tubo-válvulas (3) e uma bomba de vácuo (5). A junção dos conjuntos (2) e (3) cria o conjunto (4). O conjunto que contém o cilindro de amostragem (2) é retirado do *by-pass* do circuito principal. O conjunto tubo-válvulas (3) contém uma válvula micrométrica, para permitir a retirada de refrigerante de forma controlada, e uma válvula de engate rápido, para a conexão com a tubulação da bomba de vácuo.

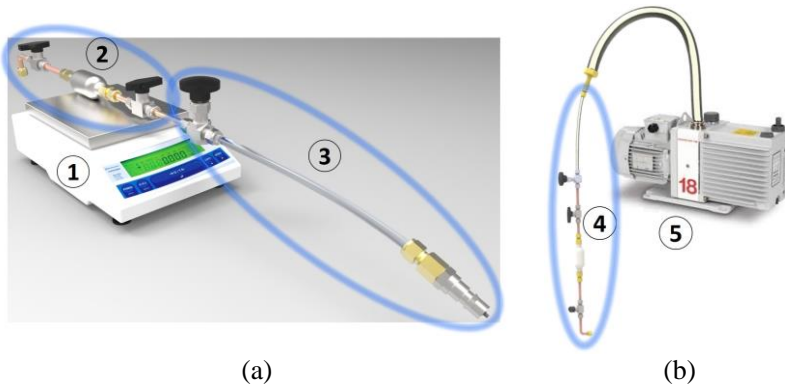


Figura 3.13 – Representação esquemática do conjunto utilizado na análise gravimétrica.

A concentração é determinada da seguinte forma: (i) o conjunto (4) é pesado na balança a fim de determinar as massas do equipamento, de óleo e refrigerante; (ii) o refrigerante é expandido para o ambiente através

da bomba de vácuo; (iii) o conjunto (4) é pesado na balança a fim de determinar as massas do recipiente e do óleo; (iv) o óleo é retirado do conjunto (4) que, por sua vez, é limpo com solvente e, posteriormente, esvaziado com a bomba de vácuo; (vi) o conjunto (4) é pesado na balança a fim de determinar a massa do recipiente.

A partir das massas medidas pela balança é possível calcular a concentração mássica de refrigerante na mistura dada por:

$$w_{R134a} = \frac{(m_i - m_{iii})}{(m_i - m_{iii}) + (m_{iii} - m_{iv})} \quad (3.1)$$

onde $(m_i - m_{iii})$ é a massa de refrigerante na mistura e $(m_{iii} - m_{iv})$ é a massa de óleo na mistura. Por simplificação, a Eq. (3.1) pode ser escrita como:

$$w_{R134a} = \frac{(m_i - m_{iii})}{(m_i - m_{iv})} \quad (3.2)$$

A incerteza de medição deste procedimento é inferior a 0,6% $\text{kg}_{\text{refrigerante}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$.

3.4.6 Câmara de alta velocidade

As imagens do escoamento foram capturadas por meio de uma câmera de alta frequência. Como ela é conhecida, popularmente, como câmera de alta velocidade, optou-se pela utilização do termo *velocidade*.

Os testes foram realizados com uma câmera Phantom V310, fabricada pela *Vision Research*, com o auxílio de duas fontes luminosas 19-LED Cluster, fabricada pela *IDT Vision*, sincronizadas com o intervalo de exposição da câmera. O conjunto contou também com uma lente Makro-Planar T 2/100, fabricada pela *Carl Zeiss*, e um filtro polarizador. Uma foto do conjunto de equipamentos é apresentada na Figura 3.14.

A câmera obteve as imagens a uma frequência de 3450 quadros por segundo (para uma resolução de 1024 por 500 pixels) com o auxílio de uma iluminância próxima a 4000 Lux (para uma distância de 1,5 metros do objeto iluminado). A lente de distância focal igual a 100 mm foi regulada com aberturas de diafragma entre $f/2,8$ e $f/4,0$. O filtro polarizador ajudou na redução da reflexão causada por determinados feixes de luz sobre a seção de teste de acrílico.

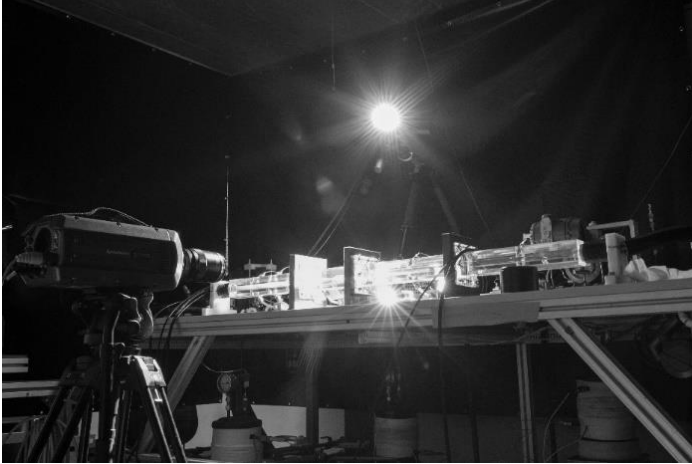


Figura 3.14 – Montagem do conjunto de equipamentos relacionados a captura de imagens em alta velocidade.

3.5 SISTEMA DE CONTROLE E AQUISIÇÃO DOS DADOS

A bancada experimental é monitorada com o auxílio de um sistema de aquisição de dados fabricado pela *National Instruments Inc.* O sistema é compreendido pelo software LabVIEW, placa de aquisição PCI-6259, chassi SCXI-1000, módulos e blocos terminais para leitura e controle de sinais elétricos, todos integrados a um computador pessoal.

Os cabos elétricos dos transdutores e dos equipamentos são ligados aos módulos ou blocos terminais do chassi. A placa PCI-6259, conectada ao bloco terminal SCXI-1302, permite o controle dos inversores de frequência das bombas de engrenagens. O módulo SCXI-1161 atua como *relay*, ou seja, como um interruptor para o acionamento ou o desligamento dos equipamentos controlados. Por fim, o módulo SCXI-1102, juntamente com o bloco terminal SCXI-1303, permite a leitura de sinais de tensão ou corrente elétrica. Para a leitura do sinal em corrente, faz-se necessária a ligação, em paralelo, dos terminais positivo e negativo a uma resistência elétrica de $249,00 \pm 0,25 \Omega$. Os sinais de leitura das balanças não são adquiridos pelo sistema de aquisição e sim pela interface serial/USB do computador pessoal.

Todas as variáveis, com exceção das imagens obtidas com a câmera de alta velocidade e o sistema PIV, foram medidas a uma frequência de aquisição de 1 kHz.

3.6 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Os testes foram realizados com o fluido refrigerante R-134a, fabricado pela DuPont sob a denominação Suva R-134a, e o óleo lubrificante poliol éster (POE) ISO VG 10, comercialmente conhecido por EMKARATE RL10H.

3.6.1 Preparação da bancada

Ao final do processo de montagem e de averiguação do correto funcionamento de todos os equipamentos e sensores de medição, a bancada experimental, exceto a seção de teste, foi submetida a um processo de limpeza com o uso do solvente R-141b. Por sofrer ataque químico do referido solvente, a seção de teste foi limpa com o mesmo óleo lubrificante utilizado nos ensaios experimentais. Após esta etapa, a bancada foi submetida a extensivos testes de vazamentos a fim de garantir a estanqueidade de ambos os circuitos.

Em seguida, os circuitos foram esvaziados, com o auxílio de uma bomba de vácuo, até a pressão absoluta de 5 Pa. Os reservatórios de óleo e refrigerante foram carregados com os respectivos fluidos, enquanto o reservatório separador foi mantido vazio.

O circuito principal foi inicialmente carregado com o óleo lubrificante através de um acumulador hidráulico. Este dispositivo conta com duas câmaras separadas por um êmbolo: uma delas recebe o óleo enquanto a outra o nitrogênio gasoso. A pressão da câmara do óleo é reduzida, com o auxílio de uma bomba de vácuo, para valores próximos a 5 Pa. A pressão da câmara de nitrogênio gasoso, por sua vez, é elevada até o patamar de 1 MPa. O diferencial de pressão entre as câmaras desloca o êmbolo, pressuriza a câmara do óleo e, conseqüentemente, escoo o fluido para o circuito principal da bancada experimental. O acumulador hidráulico é carregado com uma quantidade de óleo superior àquela necessária para o preenchimento completo do circuito a fim de garantir a execução da purga nos ramais de pressão.

3.6.2 Instabilidades

As medições experimentais foram realizadas segundo condições de regime permanente. O escoamento com óleo puro apresentou flutuações máximas de amplitudes iguais a 0,1 kg/m².s, 0,06 °C e 10 kPa para o fluxo mássico, a temperatura e a pressão, respectivamente. O escoamento com a mistura de óleo e refrigerante exibiu flutuações

máximas de amplitudes iguais a $12,4 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $0,07 \text{ }^\circ\text{C}$ e 4 kPa para o fluxo mássico, a temperatura e a pressão, respectivamente.

A diferença entre as flutuações do fluxo mássico entre as condições de mistura e óleo puro deve-se principalmente à presença do fenômeno da cavitação na garganta do Venturi. A instabilidade criada pelo escoamento bifásico na seção de teste propaga-se para o restante do circuito. Porém, as flutuações de pressão são maiores para o escoamento monofásico em virtude da incompressibilidade do óleo puro. Assim, pequenas variações na temperatura resultam em grandes alterações da pressão que são, por sua vez, sentidas mais ou menos uniformemente através do aparato experimental. Para os escoamentos bifásicos, no entanto, estas flutuações de pressão são reduzidas pela compressibilidade da fase vapor no interior da seção de teste.

Observou-se que a oscilação da temperatura ambiente apresentava grande influência na obtenção das condições de regime permanente, especialmente para os escoamentos com óleo puro. Por esta razão, a temperatura da sala passou a ser controlada por módulos PID que atuavam sobre resistências elétricas instaladas nas saídas dos evaporadores dos aparelhos de ar condicionado. Este controle possibilitou a realização dos testes com uma oscilação máxima de $0,3 \text{ }^\circ\text{C}$ para a temperatura ambiente.

3.6.3 Testes com óleo puro

Para a realização dos testes com óleo puro, faz-se necessária a determinação da pressão, temperatura e vazão mássica adequadas na seção de entrada da seção de teste. Tais características são obtidas nesta sequência:

- a. Liga-se a bomba principal e ajusta-se a sua rotação até o ponto de vazão desejado.
- b. O banho de água gelada (*chiller*) é ligado. Define-se uma estimativa para a temperatura na qual o banho deva operar. Tal valor será alterado logo em seguida.
- c. O banho de água quente (aquecedor) é ligado. Define-se uma estimativa para a temperatura na qual o banho deva operar. Tal valor será alterado logo em seguida.
- d. O escoamento passa por períodos oscilatórios, que duram em torno de trinta minutos, até entrar em um regime permanente. Apesar dos valores de pressão, temperatura e vazão mássica apresentarem baixa variação não significa que o óleo esco segundo as condições requeridas.

- e. Realiza-se um ajuste fino das temperaturas dos banhos de água fria e quente e da rotação da bomba principal. Se os valores de pressão, temperatura e fluxo mássico apresentam oscilações abaixo das flutuações máximas descritas no item 3.6.2, por mais de vinte minutos, admite-se que o escoamento está em regime permanente. Esta etapa dura em torno de uma hora.
- f. A concretização da etapa anterior permite que os dados de pressão, temperatura e vazão mássica sejam coletados.
- g. A análise é complementada pela obtenção dos campos de velocidades através do sistema PIV. Em virtude dos cuidados relacionados à montagem e aquisição de dados por tal sistema, esta etapa dura em torno de duas horas.

3.6.4 Testes com a mistura (óleo lubrificante e fluido refrigerante)

Para a realização dos testes com a mistura de óleo e refrigerante, faz-se necessária a determinação da pressão, temperatura, vazão e concentração mássicas adequadas no ponto inicial da seção de teste. Tais características são obtidas nesta sequência:

- a. Escolha-se uma determinada massa de mistura (ou óleo puro), existente no circuito principal, para o reservatório separador.
- b. Insere-se, no circuito principal, uma determinada massa de refrigerante puro proveniente do reservatório de refrigerante.
- c. Liga-se a bomba principal e ajusta-se a sua rotação até o ponto de vazão desejado.
- d. O banho de água gelada (*chiller*) é ligado. Define-se uma estimativa para a temperatura na qual o banho deva operar. Tal valor será alterado logo em seguida.
- e. O banho de água quente (aquecedor) é ligado. Define-se uma estimativa para a temperatura na qual o banho deva operar. Tal valor será alterado logo em seguida.
- f. O escoamento passa por períodos oscilatórios, que duram em torno de trinta minutos, até entrar em um regime permanente. Apesar dos valores de pressão, temperatura e vazão mássica apresentarem baixa variação não significa que a mistura escoou segundo as condições requeridas.
- g. Realiza-se o acréscimo de refrigerante puro e/ou a retirada de mistura do circuito principal e executa-se um ajuste fino das temperaturas dos banhos de água fria e quente, e da rotação da bomba principal. O critério para a obtenção do regime permanente é igual àquele utilizado nos testes com óleo puro

com exceção dos valores para as flutuações máximas. Esta etapa dura em torno de três horas.

- h. A concretização da etapa anterior permite que os dados de pressão, temperatura, vazão e concentração mássicas sejam coletados em aproximadamente trinta minutos.
- i. A análise é complementada pela obtenção das imagens por meio da câmera de alta velocidade e dos campos de velocidades através do sistema PIV. Em virtude dos cuidados relacionados à montagem e aquisição de dados por tais equipamentos, esta etapa dura em torno de quatro horas.

A Figura 3.15 apresenta mapas para a pressão do ponto de bolha [kPa] em função da concentração [% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$] e da temperatura [°C]. Os quatro pontos representados pelas letras A a D referem-se aos diferentes estados termodinâmicos de uma mistura hipotética, com concentração igual a 25,0% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$, que escoia ao longo do circuito principal. As setas na cor branca localizam-se acima da pressão de ponto de bolha, enquanto as setas na cor preta estão abaixo da pressão de ponto de bolha.

O ponto A, sob altas pressão e temperatura, refere-se ao estado termodinâmico levemente sub-resfriado a jusante do aquecedor e a montante da seção de teste. O ponto B, sob baixa pressão e alta temperatura, refere-se ao estado termodinâmico saturado a jusante da seção de teste e a montante do condensador. O ponto C, sob baixas pressão e temperatura, refere-se ao estado termodinâmico sub-resfriado a jusante do condensador e a montante da bomba. O ponto D, sob alta pressão e baixa temperatura, refere-se ao estado termodinâmico sub-resfriado a jusante da bomba e a montante do aquecedor.

Ao atravessar a seção de teste (segmento AB), a pressão da mistura é reduzida, enquanto a temperatura permanece praticamente constante, visto que a seção de teste atua como um dispositivo de expansão. Ao atravessar o condensador (segmento BC), a temperatura da mistura é reduzida enquanto a pressão permanece praticamente constante, permitindo que a bomba succione a mistura na condição sub-resfriada. Ao atravessar a bomba (segmento CD), a pressão da mistura é elevada enquanto a temperatura permanece praticamente constante, o que garante a retomada da pressão para o nível requerido na entrada da seção de teste. Ao atravessar o aquecedor (segmento DA), a temperatura da mistura é elevada enquanto a pressão permanece praticamente constante, o que permite o ajuste da temperatura para a condição de entrada da seção de teste.

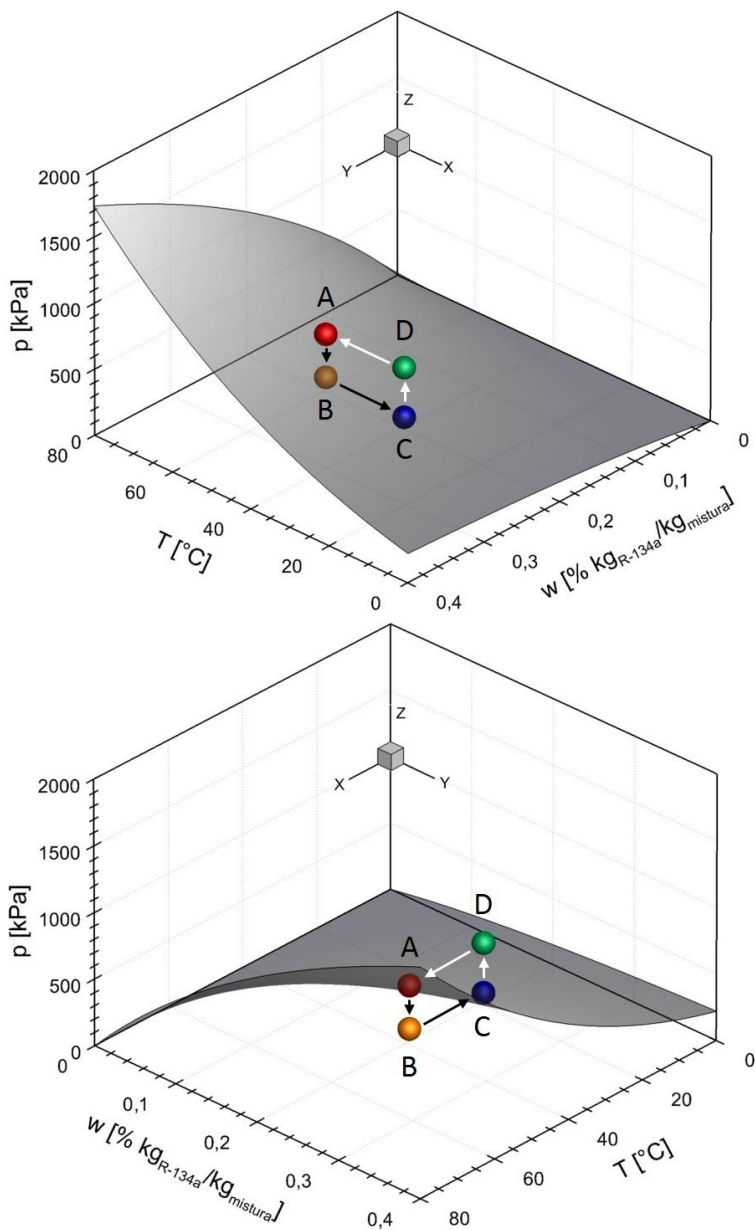


Figura 3.15 – Mapas para a pressão do ponto de bolha [kPa] em função da concentração [% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$] e da temperatura [°C].

3.7 VALIDAÇÃO

A bancada experimental foi validada por meio de uma comparação entre resultados teóricos e experimentais envolvendo a queda de pressão monofásica e perfis de velocidade para o escoamento de óleo puro.

A queda de pressão monofásica em um bocal convergente-divergente pode ser calculada a partir da seguinte equação (IDELCHIK, 1993):

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho u_g^2 [A(k_1 k_2 \zeta_1 + \Delta \zeta)] \quad (3.3)$$

onde k_1 e k_2 são parâmetros dependentes da geometria do bocal convergente-divergente, e ζ_1 e $\Delta \zeta$ são parâmetros dependentes da geometria do bocal e do número de Reynolds na garganta.

A queda de pressão monofásica foi calculada a partir do fluxo mássico medido através do medidor de vazão mássica (Coriolis), da densidade do fluido obtida de MARCELINO NETO (2006) e dos parâmetros geométricos do tubo de Venturi. Os resultados para os escoamentos com óleo puro POE ISO 10, segundo os números de Reynolds iguais a 565, 816 e 859, são apresentados na Tabela 3.2. Os números de Reynolds, GD/μ , foram calculados por meio do fluxo mássico e da viscosidade do óleo lubrificante POE ISO 10 obtida experimentalmente por MARCELINO NETO (2006).

Tabela 3.2 – Comparativo entre as quedas de pressão monofásica experimentais e calculadas.

Número de Reynolds	Δp_{exp} [Pa]	Δp_{calc} [Pa]	Desvio [%]
565	24413	20451	19,4
816	37792	35320	7,0
859	49852	46413	7,4

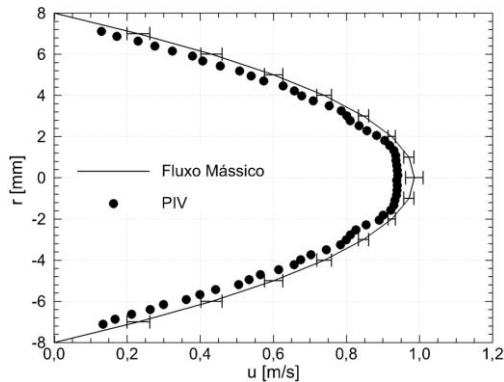
Os desvios entre os dados experimentais e os valores analíticos das quedas de pressão monofásica, da ordem de até 19,4%, podem ser atribuídos aos desvios entre as propriedades físicas reais e aquelas estimadas para o óleo lubrificante.

Os perfis de velocidade adquiridos com o sistema PIV também foram comparados aos perfis de velocidade teóricos para um escoamento laminar completamente desenvolvido no interior de um tubo circular. Os resultados foram obtidos para o escoamento de óleo POE ISO 10 puro para números de Reynolds iguais a 569 e 816.

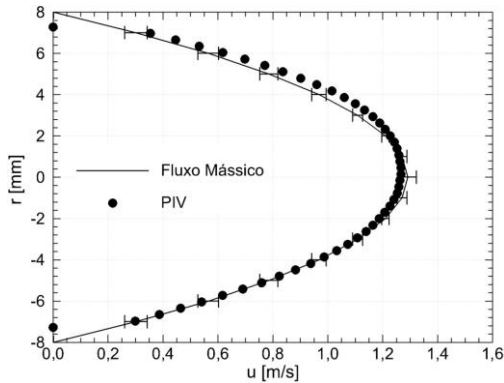
O perfil de velocidade teórico pode ser obtido através do fluxo mássico, G , (PRITCHARD, 2011) tal como apresentado na Eq. (3.4).

$$u = \frac{2G}{\rho} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (3.4)$$

Os perfis de velocidade do PIV foram adquiridos na posição $z^* = 644$ mm a jusante do início da seção de teste (sistema de coordenadas apresentado na Figura 3.6). A Figura 3.16 apresenta os perfis de velocidade teórico, acompanhados por suas incertezas expandidas (95% de confiabilidade), e os perfis de velocidade adquiridos pelo PIV.



(a)



(b)

Figura 3.16 – Perfis de velocidade teóricos e experimentais para o escoamento de óleo POE ISO 10 puro segundo números de Reynolds iguais a (a) 569 e (b) 816.

Para a condição de $Re = 569$ (Figura 3.16 a), espera-se que o escoamento esteja plenamente desenvolvido, visto que o comprimento de entrada calculado é de aproximadamente 455 mm (PRITCHARD, 2011). Para a condição de $Re = 816$ (Figura 3.16 b), o comprimento de entrada calculado é igual a 652 mm, ou seja, apenas 8 mm acima da posição de aquisição do PIV.

Os perfis obtidos com o PIV apresentam boa concordância em relação àqueles calculados, com a presença de maiores discrepâncias nas proximidades da parede. Este comportamento pode estar associado aos efeitos de curvatura da parede que são conhecidos por causar espalhamento e distorção da luz. Não obstante, a diferença entre os fluxos mássicos medidos e calculados, pela integração dos perfis de velocidade do PIV, é menor do que 5,6% para $Re = 569$ e 3,0% para $Re = 816$.

4 RESULTADOS

O presente capítulo apresenta os resultados experimentais referentes ao escoamento da mistura bifásica de óleo lubrificante e fluido refrigerante através de um bocal convergente-divergente do tipo tubo de Venturi. As três primeiras seções do capítulo avaliam os resultados experimentais em função dos parâmetros globais (concentração mássica global, vazão mássica e sobrepressão de entrada), enquanto a última analisa os resultados obtidos pelo sistema PIV.

A Tabela 4.1 apresenta as características (concentração e fluxo mássicos, temperatura, pressão, viscosidade e número de Reynolds) de teste para todos os casos analisados.

4.1 EFEITO DA CONCENTRAÇÃO MÁSSICA GLOBAL

O escoamento da mistura de óleo lubrificante e fluido refrigerante através de um bocal convergente-divergente do tipo tubo de Venturi foi avaliado segundo diferentes valores de concentração mássica. Os valores foram variados gradativamente a partir da concentração 0,0% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ (condição de óleo puro) até a concentração de 46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$. Os testes experimentais foram realizados segundo as condições 0 a 5 da Tabela 4.1.

A Figura 4.1 apresenta o comportamento da pressão em função da distância à tomada de pressão nº 1 para diferentes concentrações mássicas e uma condição de fluxo mássico fixo e igual a $610 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ (nominal). A fim de facilitar a comparação entre as diferentes condições, a pressão medida na tomada nº 1 foi subtraída das pressões medidas nas tomadas subsequentes. Os resultados são acompanhados pelas respectivas barras de incertezas calculadas segundo um nível de confiabilidade igual a 95%.

Em comparação ao comportamento a jusante da seção convergente, a queda de pressão na região a montante é praticamente desprezível (sequer ultrapassa os valores das incertezas experimentais) já que as regiões de entrada e desenvolvimento do escoamento são relativamente curtas e o escoamento é monofásico para todas as condições. Assim que o escoamento entra na seção convergente, a pressão cai abruptamente atingindo um valor mínimo na garganta. Observa-se, como esperado, a recuperação da pressão para todas as condições a jusante da garganta. Entretanto, verifica-se que tanto a pressão na garganta como a recuperação da pressão a jusante da seção divergente são dependentes da concentração mássica de refrigerante. O gradiente de pressão no trecho de saída é aproximadamente constante e menos dependente do valor da concentração.

Tabela 4.1 – Características de teste para todos os casos analisados.

Caso	Concentração mássica [% kg _{R-134a} /kg _{mistura}]	Fluxo mássico [kg/m ² .s]	Temperatura (tomada n° 1) [°C]	Pressão absoluta (tomada n° 1) [× 10 ² kPa]	Viscosidade (tomada n° 1) [Pa.s]	Número de Reynolds (tomada n° 1)
0	0,0	609,5	36,5	8,92	11980	814
1	16,1	610,8	36,7	4,79	6030	1621
2	21,7	610,1	36,7	5,8	4750	2055
3	30,1	609	36,8	7,16	3320	2935
4	39,4	611,2	36,8	7,96	2230	4386
5	46,7	611,2	36,9	8,63	1630	6000
6	46,7	530,2	36,8	8,64	1630	5205
7	46,7	691,6	37	8,63	1630	6789
8	46,7	610,6	36,8	8,54	1630	5994
9	46,7	611,4	36,9	8,73	1630	6001
10	46,7	613,1	36,8	8,81	1630	6018

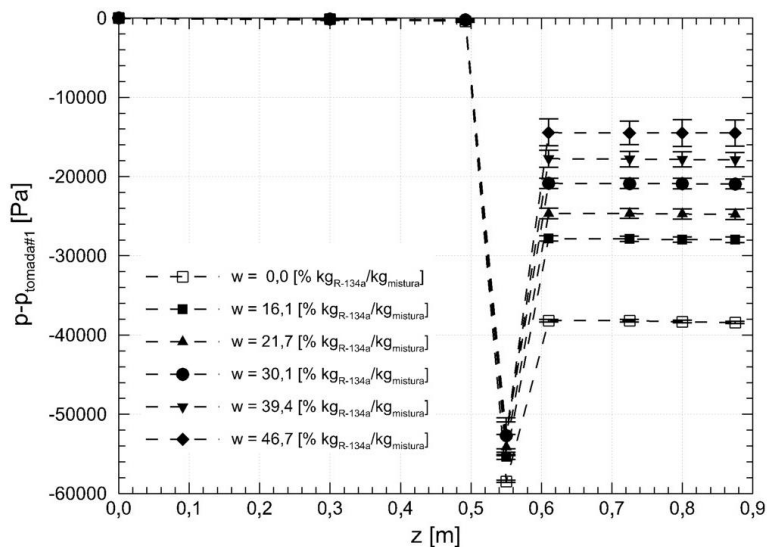


Figura 4.1 – Pressão ao longo da seção de teste para diferentes concentrações mássicas de refrigerante: casos 0 (0,0% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 1 (16,1% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 2 (21,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 3 (30,1% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 4 (39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$) e 5 (46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$).

Em termos absolutos, o escoamento com óleo puro exhibe a maior queda de pressão na garganta (58 kPa) e a menor recuperação de pressão (20 kPa). A queda de pressão, na garganta, e a recuperação da pressão, a jusante do Venturi, são afetadas pela fração mássica da mistura. Estes dois efeitos podem ser explicados respectivamente pela ausência de mudança de fase a montante da garganta (aceleração de um escoamento líquido monofásico na seção convergente) e pela diminuição da viscosidade da fase líquida com o aumento da concentração de refrigerante.

À primeira vista, a baixa viscosidade da mistura bifásica (devido à baixa viscosidade do líquido e a presença de bolhas) é responsável pela diminuição do componente de atrito a jusante da garganta que, então, permite uma maior recuperação na pressão. A diminuição na viscosidade da mistura líquida com o aumento na concentração mássica de refrigerante pode ser calculada pela correlação clássica de GRUNBERG e NISSAN (1949):

$$\ln \mu = \tilde{x}_1 \ln \mu_1 + \tilde{x}_2 \ln \mu_2 + \tilde{x}_1 \tilde{x}_2 G_{12} \quad (4.1)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica da mistura, \tilde{x} é a fração molar de líquido e G_{12} é um parâmetro que abrange os efeitos da interação entre os componentes de uma mistura não-ideal. Os subscritos 1 e 2 referem-se aos componentes refrigerante e óleo, respectivamente.

A viscosidade dinâmica do fluido refrigerante R-134a foi adquirida, para a condição de líquido saturado à média das temperaturas na seção de teste, das tabelas termodinâmicas disponibilizadas pelo código REFPROP 9.1 (NIST, 2013), enquanto a do óleo POE ISO 10 foi obtida a partir de medições experimentais realizadas por MARCELINO NETO (2006):

$$\ln\left(\frac{\mu_2}{0,04342}\right) = -0,03529 \cdot T \quad (4.2)$$

onde μ_2 é a viscosidade dinâmica do óleo puro em Pa.s e T é a temperatura em °C. Para a presente mistura (R-134a e POE ISO 10), o valor do parâmetro G_{12} que melhor se ajustou a curva fornecida pelo fabricante do óleo para a faixa de temperaturas entre 20 e 120° C foi igual a 3,5.

A fim de demonstrar que a mudança da viscosidade da mistura líquida com a concentração é o fator determinante para a queda de pressão na seção convergente (e para a recuperação na seção divergente), a Figura 4.2 apresenta uma correlação entre a queda de pressão entre as tomadas n^{os} 1 e 4 e a viscosidade da mistura líquida calculada conforme a Eq. (4.2) em função da concentração mássica de refrigerante.

Observa-se na Figura 4.2 que as duas variáveis apresentam a mesma tendência em relação à concentração além de boa concordância entre si. Estas características mostram que a viscosidade da mistura líquida é, de fato, o parâmetro principal na mudança de pressão segundo um fluxo mássico fixo.

Visto que o escoamento apresenta características tridimensionais na seção divergente, o comportamento da recuperação de pressão não pode ser explicado somente pelo comportamento das propriedades físicas. Assim, uma avaliação direta do comportamento do escoamento da mistura no Venturi por meio da medição do perfil de velocidades e da quantificação da taxa de dissipação viscosa por unidade de volume auxiliaria na identificação dos mecanismos de escoamento adicionais responsáveis pelo aumento na recuperação de pressão a jusante do Venturi. Esta avaliação será feita na seção 4.4, destinada a análise do escoamento segundo a técnica PIV.

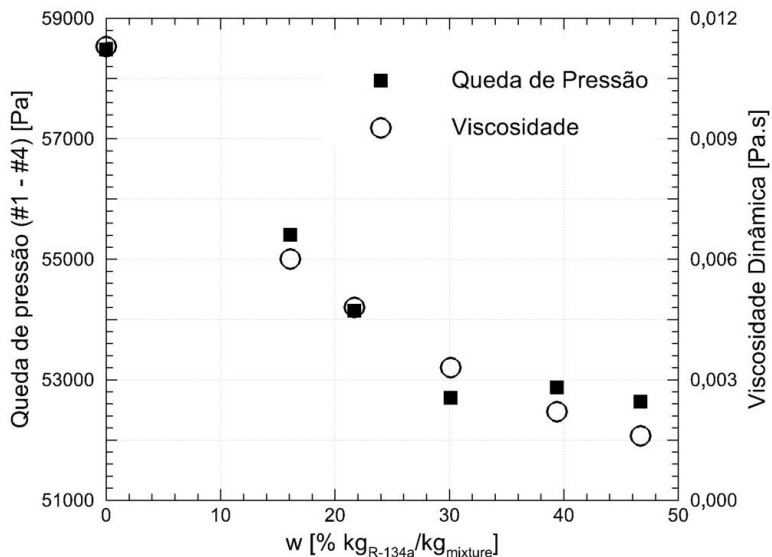


Figura 4.2 – Correlação entre a queda de pressão na seção convergente (entre tomadas n^{os} 1 e 4) e a viscosidade dinâmica da mistura líquida para diferentes concentrações mássicas de refrigerante (casos 0 a 5).

A Figura 4.3 expressa os valores de temperatura obtidos pelas tomadas n^{os} 1, 2, 6, 7 e 8 para diferentes concentrações mássicas e uma condição de fluxo mássico fixo e igual a $610 \text{ kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$ (nominal). Todos os casos avaliados mostraram um decréscimo na temperatura entre as tomadas n^{os} 1 e 2. No entanto, a passagem do escoamento pelo tubo de Venturi resultou em um retorno dos níveis de temperatura, independente da condição analisada, para os valores exibidos no início da seção de teste. Variações positivas de temperatura (entre $0,4$ e $1,4$ °C) na região divergente foram relatadas por PETKOVŠEK e DULAR (2013) para cavitação de água em tubos de Venturi. Tais variações foram atribuídas à recuperação de pressão e foram usadas para justificar oscilações no tamanho das bolhas (*bubble rebound*) na região divergente.

ISHII e MURAKAMI (2003) também avaliaram a temperatura ao longo da seção divergente (32 mm de comprimento) de um tubo de Venturi para a cavitação de He I e He II. Para o escoamento com He I, a temperatura caiu até a distância de 10 mm a jusante da garganta quando, então, apresentou um comportamento crescente até o final da

seção divergente. Já no escoamento com He II, a temperatura caiu até a distância de 25 mm a jusante da garganta quando, então, apresentou um comportamento crescente até o final da seção divergente. Os autores acreditam que os pontos de inflexão nas curvas de temperatura determinam o fim do processo de desenvolvimento da cavitação e, conseqüentemente, a diminuição da cavitação a jusante de tais regiões.

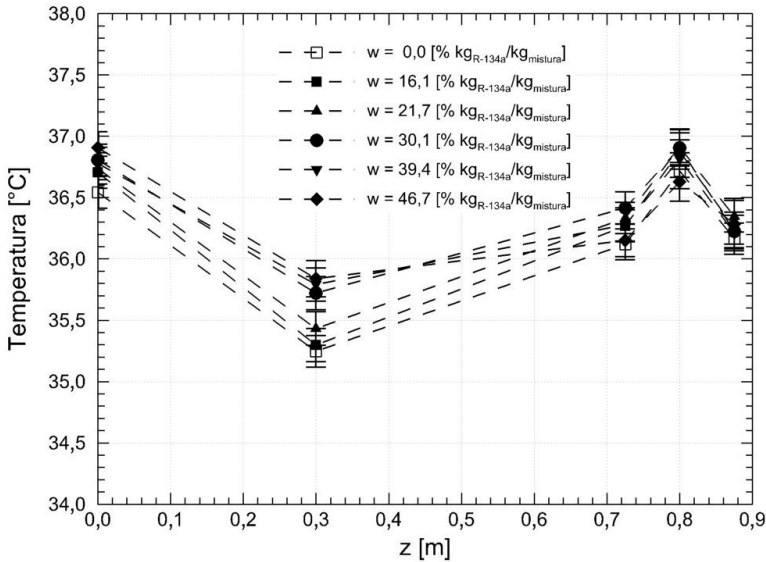


Figura 4.3 – Temperatura ao longo da seção de teste para diferentes concentrações mássicas de refrigerante: casos 0 (0,0% kg_{R-134a}/kg_{mistura}), 1 (16,1% kg_{R-134a}/kg_{mistura}), 2 (21,7% kg_{R-134a}/kg_{mistura}), 3 (30,1% kg_{R-134a}/kg_{mistura}), 4 (39,4% kg_{R-134a}/kg_{mistura}) e 5 (46,7% kg_{R-134a}/kg_{mistura}).

No presente trabalho, a máxima variação de temperatura, igual a 1,6 °C, foi observada na condição com concentração de 16,1% kg_{R-134a}/kg_{mistura}, enquanto a menor variação, igual a 1,0 °C, foi verificada para o escoamento com concentração de 39,4% kg_{R-134a}/kg_{mistura}. Não foi possível estabelecer nenhuma conexão entre as medições de temperatura e o comportamento dinâmico das bolhas devido ao tempo de resposta da instrumentação utilizada para medir temperatura. No entanto, as baixas variações de temperatura observadas parecem ratificar a pequena influência da entalpia de vaporização da mistura no comportamento térmico do escoamento para as condições estudadas.

A Figura 4.4 apresenta as imagens capturadas com a câmara de alta velocidade, à frequência de 3460 quadros por segundo, para diferentes concentrações mássicas e uma condição de fluxo mássico fixo e igual a $610 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ (nominal). A sequência de imagens segue a variação da concentração mássica: a imagem superior refere-se ao valor de $16,1\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$, enquanto a inferior alude à condição de $46,7\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$.



Figura 4.4 – Imagens capturadas com a câmara de alta velocidade para diferentes concentrações mássicas de refrigerante. As imagens referem-se, na sequência de cima para baixo, aos casos 1 ($16,1\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 2 ($21,7\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 3 ($30,1\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$), 4 ($39,4\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$) e 5 ($46,7\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$).

Como pode ser visto na Figura 4.4, a presença das bolhas formadas por cavitação aumenta drasticamente com o aumento da concentração

mássica global. As bolhas têm origem na tomada de pressão na garganta, localizada na parte inferior da imagem. A tomada de pressão funciona como um sítio de nucleação artificial, formando um bolsão de vapor que se rompe em pequenas bolhas devido ao cisalhamento do líquido na garganta. Como indicado em trabalhos anteriores envolvendo escoamentos com cavitação de misturas de óleo e refrigerante (YOUNG e FANNIN, 1972; BARBOSA *et al.*, 2004), para altas concentrações, o vapor rapidamente forma uma mistura homogênea e espumosa, tornando-se quase impossível a distinção das bolhas individualmente na estrutura do escoamento.

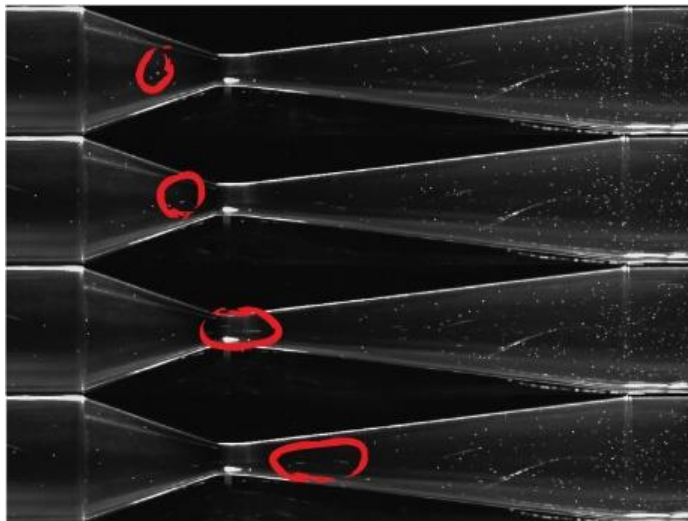
A Figura 4.5 apresenta seqüências de imagens para duas concentrações mássicas (16,1 e 39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$) sob uma condição de fluxo mássico fixo e igual a $610 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ (nominal). Os vídeos referentes a estas e às demais condições de teste apresentados nesta tese estão disponíveis em mídia suplementar e na biblioteca de vídeos Vimeo (BERTOLDI *et al.*, 2014a, 2014b, 2014c).

Os círculos na cor vermelha rastreiam grupos de bolhas à medida que os mesmos escoam pelo tubo de Venturi. Os grupos de bolhas podem ser facilmente identificados no escoamento com baixa concentração mássica de refrigerante (Figura 4.5 a). Porém, à medida que a concentração mássica aumenta (Figura 4.5 b), torna-se difícil rastreá-los em virtude da densidade e do tamanho das bolhas e da homogeneidade do escoamento bifásico. Desta forma, somente com o caráter dinâmico dos vídeos é possível a identificação das complexas estruturas tridimensionais associadas ao escoamento com altas frações de vapor na seção divergente do Venturi.

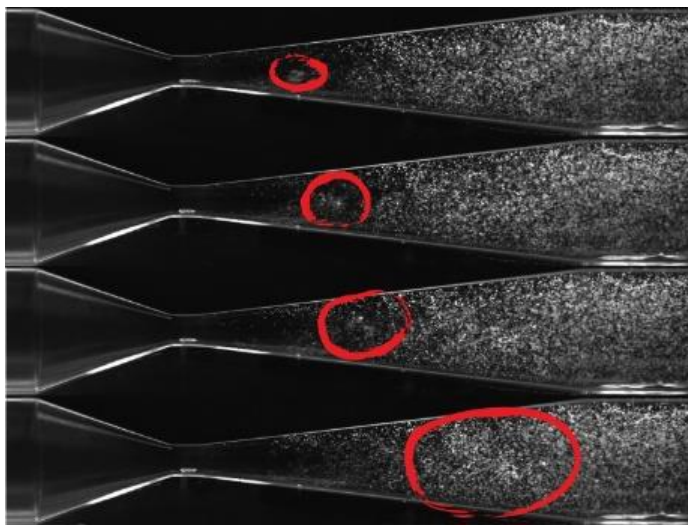
É importante salientar neste ponto o comportamento da pressão com relação ao ponto de saturação nas condições da garganta. Independentemente da condição de teste, sempre que houve mudança de fase, esta foi observada inicialmente na garganta, tendo como ponto de nucleação o orifício da tomada de pressão estática.

A pressão medida na garganta esteve sempre *acima* da respectiva pressão de saturação calculada a partir da curva de saturação fornecida pelo fabricante (DIAS, 2012), tendo como dados de entrada a temperatura da tomada a montante mais próxima e a concentração global da mistura.

Os dados de pressão medida na garganta também estiveram sempre *acima* da pressão de saturação quando esta foi estimada a partir dos dados experimentais de pressão de ponto de bolha obtidos por MARCELINO NETO *et al.* (2014) para a mistura R-134a/POE ISO 10.



(a)



(b)

Figura 4.5 – Sequência de imagens (intervalo de tempo igual a $289 \mu\text{s}$) capturadas com a câmara de alta velocidade para uma condição de fluxo mássico fixo e igual a $610 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ (nominal) e concentrações mássicas de refrigerante iguais a (a) 16,1 e (b) 39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$. As imagens (a) e (b) referem-se aos casos 1 e 4, respectivamente.

Os valores de pressão absoluta correspondentes à tomada de pressão 4 bem como as respectivas pressões de saturação, estimadas pelos dados experimentais acima descritos, são mostrados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Pressões absolutas para diferentes concentrações mássicas.

Caso	Concentração mássica [% kg _{R-134a} /kg _{mistura}]	Pressão (tomada n° 4) [× 10 ² kPa]	Temperatura (tomada n° 2) [°C]	Pressão de Saturação ^(a) [× 10 ² kPa]	Pressão de Saturação ^(b) [× 10 ² kPa]
0	0,0	8,33	35,30	0,00	0,00
1	16,1	4,24	35,43	3,98	3,73
2	21,7	5,26	35,72	4,84	4,73
3	30,1	6,63	35,79	5,81	5,93
4	39,4	7,43	35,76	6,62	6,91
5	46,7	8,11	35,84	7,13	7,50

Pressões de saturação calculadas por (a) MARCELINO NETO *et al.* (2014) e (b) DIAS (2012).

Tendo em vista a necessidade, de acordo com a teoria da nucleação, de se reduzir a pressão a níveis, pelo menos, levemente inferiores à pressão de saturação local para que ocorra a nucleação heterogênea do vapor (CAREY, 2008), é contraditório que a cavitação tenha sido observada em pressões medidas na garganta mais altas que as respectivas pressões de saturação. Alguns fatores podem ser listados de modo a justificar os fenômenos observados:

- *Erros experimentais.* É inegável que os experimentos realizados são complexos e que, por esta razão, estejam sujeitos a erros experimentais. Para minimizar a possibilidade da ocorrência destes erros, repetições de alguns ensaios foram realizadas a fim de confirmar a validade dos procedimentos de carga dos fluidos na bancada, amostragem da mistura líquida para análise gravimétrica, calibração dos sensores de pressão e de temperatura, etc. O caso 2 serve como exemplo para a discussão dos erros experimentais. As incertezas da pressão medida na tomada n° 4 e da pressão de saturação calculada são iguais a 7 e 5 kPa, respectivamente, ambas para um grau de confiabilidade de 95%. Por sua vez, a diferença entre os valores mais próximos da pressão medida na tomada n° 4 e da pressão de saturação calculada é igual a 42 kPa. O mesmo caso 2 serve como exemplo para a discussão acerca da validade dos procedimentos de

carga de fluidos de trabalho na bancada. A alteração da concentração mássica entre os casos 1 e 2 exigiu a subtração de massa de mistura do circuito principal e a adição de fluido refrigerante puro no mesmo circuito principal. Segundo a memória dos procedimentos, foram retirados 178 gramas de mistura (sob a concentração de 16,1% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$) e adicionados 161 gramas de fluido refrigerante puro. Visto que a análise gravimétrica e a pressão de saturação calculada (MARCELINO NETO *et al.*, 2014) para o caso 2 apresentam incertezas experimentais, para um grau de confiabilidade de 95%, iguais a 5 kPa e 0,6% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$, respectivamente, o circuito principal deveria possuir uma concentração mássica de no mínimo 24,2% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ a fim das pressões mensurada e calculada mostrarem-se compatíveis com a teoria de nucleação heterogênea do vapor. Tal condição, no entanto, exigiria a carga de 241 gramas de fluido refrigerante puro contra os 161 gramas originalmente registrados. Ou seja, a carga adicional representaria um acréscimo de 50% ao valor original.

- *Propriedades do óleo lubrificante.* Enquanto as propriedades do fluido refrigerante praticamente não variam de amostra para amostra (afinal, trata-se de uma substância de estrutura molecular simples e o grau de pureza dos fluidos comercializados é bem controlado), as propriedades do óleo tendem a apresentar maiores variações, já que mesmo os óleos sintéticos (de composição química conhecida) são combinações de diferentes substâncias, cujas proporções são escolhidas para fornecer o valor desejado de viscosidade, respeitando critérios como compatibilidade química, disponibilidade e custo. Desta forma, não há como determinar precisamente a massa molecular de óleos lubrificantes POE ISO 10 típicos, podendo-se apenas afirmar que esta se encontra na faixa de valores entre 325 e 550 kg/kmol. Diferentes substâncias usadas na formulação do lubrificante apresentam diferentes características com relação ao equilíbrio de fases com o R-134a, de modo que não é possível afirmar que a amostra de óleo lubrificante

empregada no presente trabalho seja exatamente a mesma cuja curva de equilíbrio foi disponibilizada pelo fabricante. *A priori*, seria mais coerente esperar que a amostra de óleo lubrificante cujo equilíbrio de fases foi caracterizado experimentalmente por MARCELINO NETO *et al.* (2014) fosse mais representativa do que aquelas usadas no presente trabalho, visto que todas elas foram cedidas pelo mesmo fornecedor ao longo de pelo menos um ano. Mesmo que algumas amostras tenham sido empregadas nos testes realizados ao longo deste intervalo de tempo (o que introduz certa variabilidade), isto também não foi suficiente para garantir que a pressão medida na garganta fosse inferior à pressão de ponto de bolha, confirmando a consistência com a teoria da nucleação heterogênea.

- *Aspectos hidrodinâmicos.* Experimentos para a determinação da pressão do ponto de bolha geralmente são realizados em sistemas fechados (células PVT) sob condições que reproduzem o equilíbrio termodinâmico, ou seja, as medições são efetuadas na ausência de gradientes de pressão e de temperatura na mistura. A transformação de estado que leva à condição em que o equilíbrio de fases é caracterizado é um processo quase-estático, isto é, uma sucessão de estados de equilíbrio. No presente experimento, a pressão na garganta é medida em uma condição de não equilíbrio termodinâmico marcada por severos gradientes axiais e radiais de pressão e de velocidade. O efeito destes gradientes sobre a cavitação é de difícil previsão, principalmente devido à influência da geometria da cavidade formada pela tomada de pressão e pela natureza tridimensional do escoamento na região de separação do escoamento entre a seção divergente e o trecho da garganta propriamente dito (*vena contracta*). A presença de um bolsão de vapor adjacente à cavidade dificulta a avaliação da pressão no líquido naquela região. Contudo, é possível afirmar com certeza somente que, na região convergente, a pressão junto à parede é maior que a pressão próxima à linha de centro (THANG e DAVIS, 1979).

- *Mudança de fase na tomada de pressão.* Como observado anteriormente, a mudança de fase líquido-vapor se inicia na tomada de pressão da garganta, com a geração contínua de vapor. Para dar sustentação a esta geração de vapor, a pressão no bolsão de vapor localizado na boca da cavidade deve ser maior que a pressão no líquido escoando ao seu redor. Estando o bolsão de vapor em contato com o refrigerante líquido presente na tomada de pressão (fluido manométrico) por intermédio de um menisco (Figura 4.6), esta maior pressão é então transmitida ao terminal do transdutor diferencial pelo fluido manométrico. Tal fenômeno poderia explicar a maior pressão medida na garganta. Contudo, trata-se de uma sugestão meramente especulativa, já que é difícil quantificar a sobrepressão proporcionada por uma bolha de vapor na boca da cavidade.

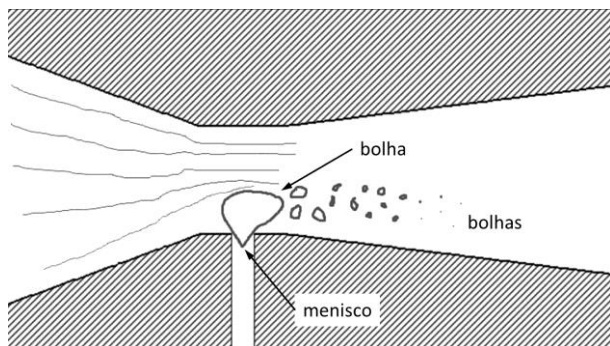


Figura 4.6 – Influência da mudança de fase líquido-vapor na tomada de pressão da garganta.

4.2 EFEITO DO FLUXO MÁSSICO

O escoamento da mistura de óleo lubrificante e fluido refrigerante através de um bocal convergente-divergente do tipo tubo de Venturi foi avaliado segundo diferentes valores de fluxo mássico para uma mesma concentração de $46,7\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$. Os testes experimentais foram realizados segundo as 5, 6 e 7 da Tabela 4.1.

A Figura 4.7 apresenta o comportamento da pressão em função da distância à tomada de pressão nº 1 para diferentes fluxos mássicos e uma condição de concentração mássica fixa e igual a $46,7\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$.

Novamente, a fim de facilitar a comparação entre as diferentes condições, a pressão medida na tomada n^o 1 foi subtraída das pressões medidas nas tomadas subsequentes. Os resultados são acompanhados pelas respectivas barras de incertezas calculadas segundo um nível de confiabilidade igual a 95%.

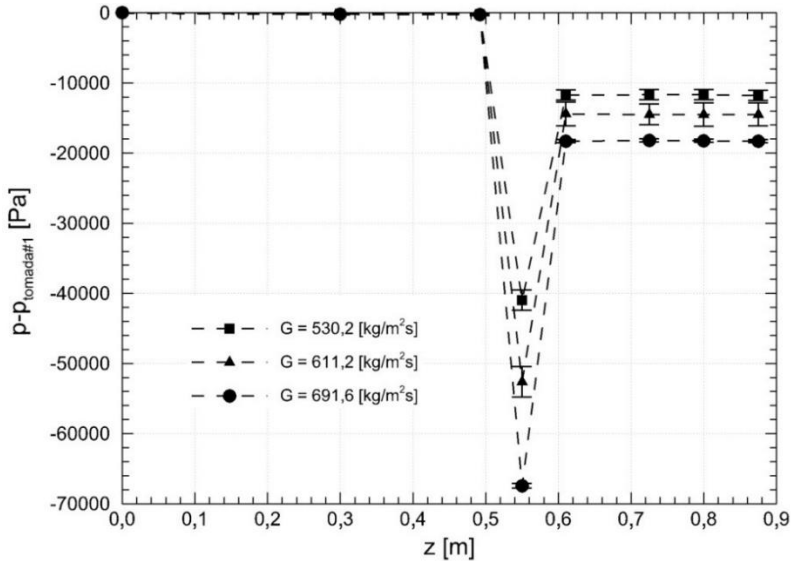


Figura 4.7 – Pressão ao longo da seção de teste para diferentes fluxos mássicos: casos 5 ($G = 611,2 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$), 6 ($G = 530,2 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$) e 7 ($G = 691,6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$).

Novamente observa-se que a variação da pressão axial ao longo das seções de entrada e de desenvolvimento é muito menor em comparação com aquela apresentada na região do bocal. O aumento do fluxo mássico contribuiu diretamente para o aumento da queda de pressão na garganta em virtude dos aumentos do atrito (componente irreversível) e da aceleração do escoamento (efeito reversível). Além disso, ao mesmo tempo em que a queda de pressão na garganta aumenta com o fluxo mássico, a recuperação de pressão na seção divergente também aumenta com o fluxo mássico. Trata-se de um efeito não-trivial, mas que pode ser correlacionado à redução da viscosidade bifásica à medida que a fração de vapor aumenta. Em outras palavras, as altas vazões do escoamento resultam em um aumento na queda de pressão na região monofásica, isto é, a montante da garganta. Entretanto, visto que sob estas altas vazões a

pressão na garganta se reduz a níveis muito inferiores à pressão de saturação, cria-se uma maior quantidade de bolhas nucleadas na garganta e a um aumento do título de vapor. Tal condição leva a uma redução da viscosidade efetiva da mistura. A diminuição na densidade da mistura bifásica, resultado da maior produção de bolhas (que levaria a um aumento da queda de pressão por aceleração), não é suficiente para compensar a redução do componente devido ao atrito.

A Figura 4.8 apresenta os valores de temperatura obtidos nas tomadas n^{os} 1, 2, 6, 7 e 8 para diferentes fluxos mássicos e uma condição de concentração mássica fixa e igual a 46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ (nominal). Assim como observado na Figura 4.3, todos os casos avaliados mostraram um decréscimo na temperatura entre as tomadas n^{os} 1 e 2 e um retorno dos níveis de temperatura, independente da condição analisada, para os valores exibidos no início da seção de teste.

A maior diferença de temperatura, observada na tomada n^o 7 entre os fluxos mássicos de 530,2 e 691,6 $\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$, foi de 0,3 °C. A partir deste valor, entretanto, não é possível afirmar que um escoamento estava a uma temperatura superior em relação ao outro, visto que a incerteza de medição de cada temperatura era igual a 0,15 °C.

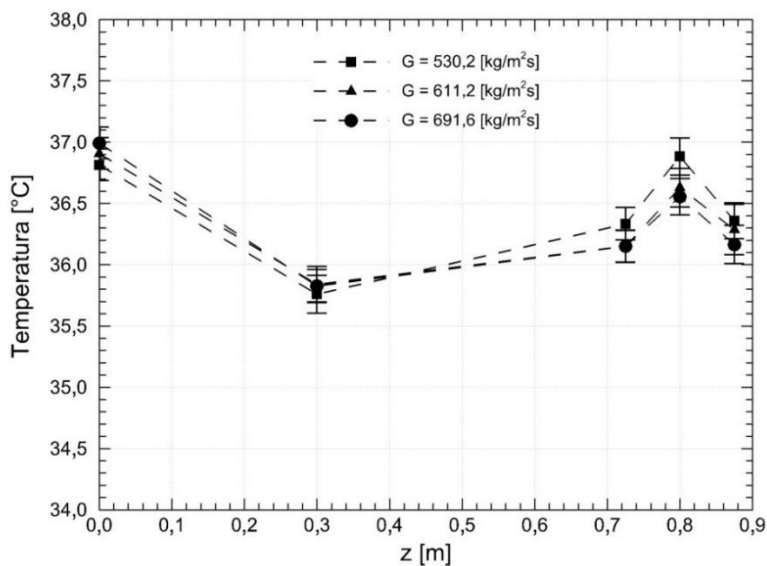


Figura 4.8 – Temperatura ao longo da seção de teste para diferentes fluxos mássicos: casos 5 ($G = 611,2 \text{ kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$), 6 ($G = 530,2 \text{ kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$) e 7 ($G = 691,6 \text{ kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$).

A Figura 4.9 apresenta as imagens capturadas com a câmera de alta velocidade, à frequência de 3460 quadros por segundo, para diferentes fluxos mássicos e uma condição de concentração mássica fixa e igual a 46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$. A sequência de imagens segue a variação do fluxo mássico: a imagem superior refere-se ao valor de 530,2 $\text{kg}/\text{m}^2.\text{s}$, a intermediária a 611,2 $\text{kg}/\text{m}^2.\text{s}$ e a inferior a 691,6 $\text{kg}/\text{m}^2.\text{s}$.

Como pode ser visto na Figura 4.9, a presença das bolhas de cavitação aumenta drasticamente com o aumento do fluxo mássico. A fração de vapor apresenta níveis tão elevados para a condição 5, que o aumento do fluxo mássico parece alterar relativamente pouco (pelo menos visualmente) a fração de vazio para o caso 7.

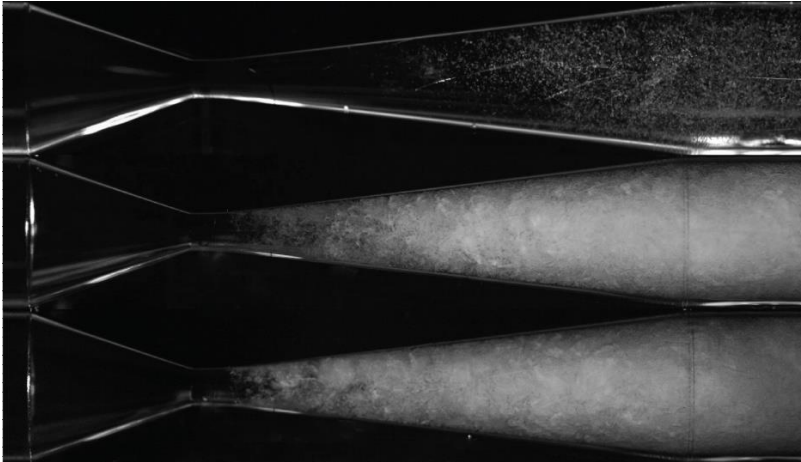


Figura 4.9 – Imagens capturadas com a câmera de alta velocidade para diferentes fluxos mássicos. As imagens referem-se, na sequência de cima para baixo, aos casos 6 ($G = 530,2 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$), 5 ($G = 611,2 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$) e 7 ($G = 691,6 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$).

4.3 EFEITO DA SOBREPRESSÃO

O escoamento da mistura de óleo lubrificante e fluido refrigerante através de um bocal convergente-divergente do tipo tubo de Venturi foi avaliado segundo diferentes valores de sobrepressão (tomada nº 1) para a mesma concentração de 46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$. Os testes experimentais foram realizados segundo as condições 5, 8, 9 e 10 da Tabela 4.1.

O caso 5 é tomado como referência pois, à sua pressão de entrada, o escoamento não apresenta bolhas a montante da seção convergente.

Assim que a pressão é levemente reduzida, caso 8, bolhas de vapor surgem a montante da seção convergente. Em virtude de suas pressões de entrada acima da pressão de saturação à temperatura testada (36,87 °C), os casos 9 e 10 caracterizam-se pela ausência de bolhas a montante da seção convergente.

A Figura 4.10 apresenta o comportamento da pressão em função da distância à tomada de pressão nº 1 para diferentes sobre pressões e uma condição de concentração mássica fixa e igual a 46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ e fluxo mássico de 611 $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ (nominal). Novamente, a fim de facilitar a comparação entre as diferentes condições, a pressão medida na tomada nº 1 foi subtraída das pressões medidas nas tomadas subsequentes. Os resultados são acompanhados pelas respectivas barras de incertezas calculadas segundo um nível de confiabilidade igual a 95%.

O efeito da pressão de entrada na distribuição de pressão ao longo da seção de teste, no entanto, é bastante suave em comparação aos outros parâmetros (concentração e fluxo mássicos) analisados. A pressão da garganta é levemente reduzida para o caso no qual a pressão de entrada é diminuída abaixo do valor referencial. Isto pode ser atribuído à presença de bolhas a montante da garganta, já que todos os outros parâmetros são praticamente idênticos para todos os casos.

A Figura 4.11 apresenta os valores de temperatura obtidos nas tomadas n^{os} 1, 2, 6, 7 e 8 para diferentes sobre pressões e uma condição de concentração mássica fixa e igual a 46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$. Ao contrário do comportamento apresentado pelos perfis de temperatura nos casos 0 a 9, o aumento da pressão de entrada no caso 10 ($p_{\text{entrada}} = 881 \text{ kPa}$) impede a diminuição da temperatura entre as tomadas n^{os} 1 e 2, pois a medida que a pressão de entrada aumenta, a mistura distancia-se da condição de saturação.

Verifica-se, na Figura 4.11, que à medida que a pressão de entrada diminui, partindo-se do caso 9 ($p_{\text{entrada}} = 873 \text{ kPa}$), passando pelo caso 5 ($p_{\text{entrada}} = 863 \text{ kPa}$) até chegar ao caso 8 ($p_{\text{entrada}} = 854 \text{ kPa}$), a temperatura nas tomadas n^{os} 2, 6 e 7 também diminui. A redução da pressão de entrada resulta na diminuição da diferença para a pressão de saturação da mistura e, conseqüentemente, ocasiona a queda da temperatura.

A maior diferença de temperatura, observada na tomada nº 2 entre as pressões de entrada de 873 e 854 kPa, foi de 0,5 °C.

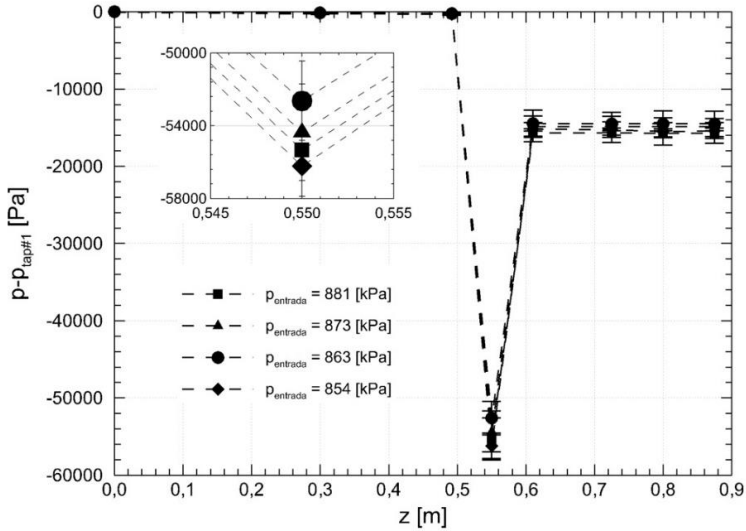


Figura 4.10 – Pressão ao longo da seção de teste para diferentes sobre pressões: casos 5 ($p_{\text{entrada}} = 863 \text{ kPa}$), 8 ($p_{\text{entrada}} = 854 \text{ kPa}$), 9 ($p_{\text{entrada}} = 873 \text{ kPa}$) e 10 ($p_{\text{entrada}} = 881 \text{ kPa}$).

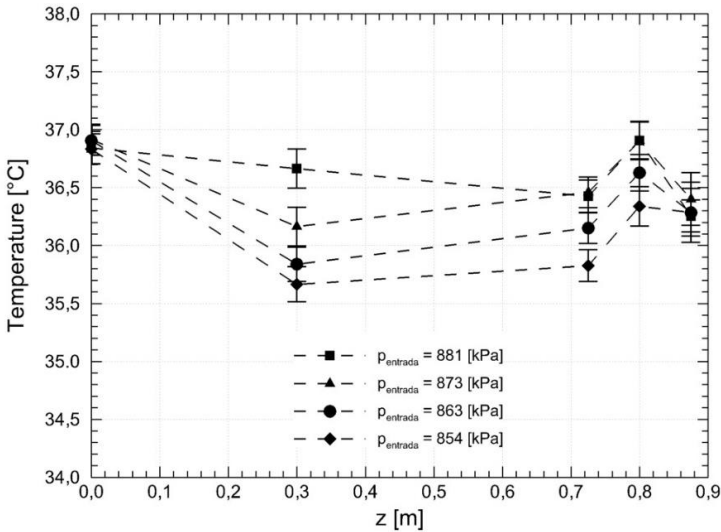


Figura 4.11 – Temperatura ao longo da seção de teste para diferentes sobre pressões: casos 5 ($p_{\text{entrada}} = 863 \text{ kPa}$), 8 ($p_{\text{entrada}} = 854 \text{ kPa}$), 9 ($p_{\text{entrada}} = 873 \text{ kPa}$) e 10 ($p_{\text{entrada}} = 881 \text{ kPa}$).

A Figura 4.12 apresenta as imagens capturadas com a câmera de alta velocidade, à frequência de 3460 quadros por segundo, para diferentes sobre pressões e uma condição de concentração mássica fixa e igual a $46,7\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ e mesmo fluxo mássico de $611 \text{ kg}/\text{m}^2.\text{s}$ (nominal). A sequência de imagens segue a variação da pressão na tomada nº 1: a imagem superior refere-se ao valor de 854 kPa, enquanto a inferior alude à condição de 881 kPa.

Conforme mencionado em trabalhos anteriores (YOUNG e FANNIN, 1972), a cavitação de bolhas ocorre abruptamente na passagem do escoamento pela garganta, assim como é muito sensível a pequenas variações na pressão de entrada. Para altas concentrações, tal como a apresentada para este caso, a configuração do escoamento desenvolve-se rapidamente para uma mistura turbulenta espumosa, como pode ser vista na imagem superior da Figura 4.12.

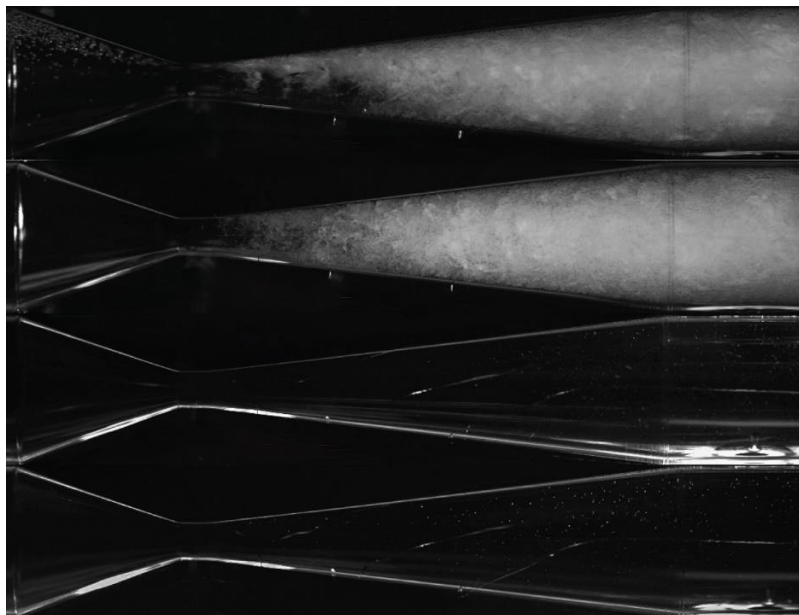


Figura 4.12 – Imagens capturadas com a câmera de alta velocidade para diferentes sobre pressões. As imagens referem-se, na sequência de cima para baixo, aos casos 8 ($p_{\text{entrada}} = 854 \text{ kPa}$), 5 ($p_{\text{entrada}} = 863 \text{ kPa}$), 9 ($p_{\text{entrada}} = 873 \text{ kPa}$) e 10 ($p_{\text{entrada}} = 881 \text{ kPa}$).

Um outro aspecto a ser observado na Figura 4.12 é que a presença de bolhas a montante da garganta, na parte superior, leva a uma assimetria com relação à distribuição das bolhas na região divergente. Neste caso, a região superior tem mais bolhas do que a inferior nos trechos iniciais da seção divergente.

A Figura 4.13 exemplifica como a energia do escoamento é transformada em perda de carga na passagem pelo Venturi. O gráfico apresenta em sua abscissa a pressão dinâmica, calculada segundo a velocidade do escoamento na garganta, e em sua ordenada a queda de pressão através do Venturi (entre tomadas n^{os} 3 e 5). A pressão dinâmica é definida pela seguinte expressão:

$$p_{dinâmica} = \frac{\rho \bar{u}_{garganta}^2}{2} \quad (4.3)$$

onde ρ é a massa específica da mistura, avaliada segundo a temperatura da tomada n^o 3 e a concentração global da mistura, e $\bar{u}_{garganta}$ é a velocidade média do escoamento na garganta.

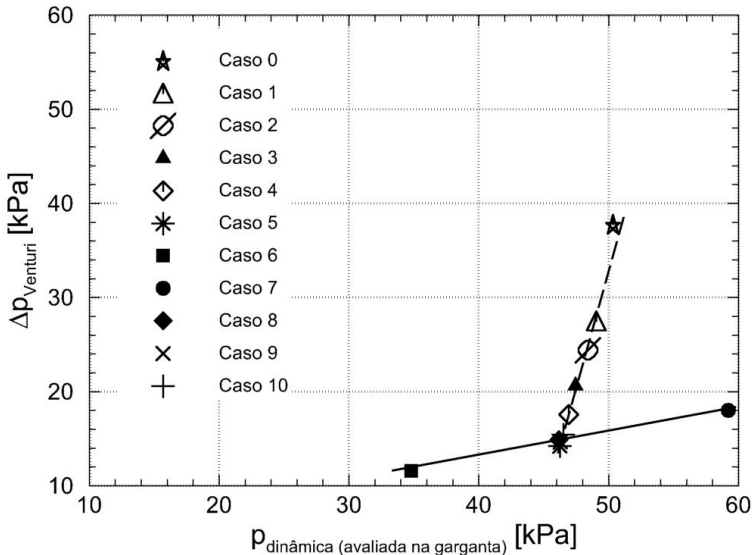


Figura 4.13 – Correlação entre a pressão dinâmica, avaliada na garganta, e a queda de pressão no Venturi, mensurada entre as tomadas n^{os} 3 e 5, para todos os casos testados.

Observa-se, na Figura 4.13, que quase a totalidade da energia cinética do caso 0 é dissipada pela queda de pressão através da garganta. Para o mesmo fluxo mássico, no entanto, os casos 5, 8, 9 e 10 apresentam uma menor conversão de energia cinética em perda por pressão. A diferença entre o caso 0 e os referidos casos deve-se majoritariamente a viscosidade da mistura, conforme já discutido na seção 4.1.

A comparação entre os casos 6, 5 e 7 retrata a diferença na conversão da energia cinética para diferentes condições de fluxos mássicos. A razão entre a pressão dinâmica e a queda de pressão através do Venturi apresentam valores de aproximadamente 3,0; 3,3 e 3,3 para os casos 6, 5 e 7, respectivamente, o que comprova que a conversão de energia está associada majoritariamente à viscosidade da mistura.

Observa-se na Figura 4.13 duas tendências muito bem definidas. A primeira, delimitada pela linha cheia, representa o aumento da dissipação de energia cinética em relação à queda de pressão através do Venturi à medida que o fluxo mássico aumenta: partindo-se do caso 6, passando pelo caso 5 até o caso 7. A segunda, delimitada pela linha tracejada, representa o aumento da dissipação de energia cinética em relação à queda de pressão através do Venturi à medida que a concentração mássica diminui: partindo-se do caso 5, passando pelos casos 4, 3, 2 e 1 até chegar ao caso 0.

4.4 ANÁLISES COM PIV

Esta seção apresenta uma avaliação do escoamento da mistura de óleo lubrificante e fluido refrigerante através de um bocal convergente-divergente do tipo tubo de Venturi pelo método de velocimetria por imagem de partícula (PIV – *Particle Image Velocimetry*).

A região de análise inicia-se a montante da seção convergente e encerra-se a jusante da seção divergente. O comprimento total desta região varia de um caso para outro podendo alcançar valores de até 100 mm. Porém, em virtude da resolução apresentada pela câmera digital, não foi possível capturar toda a região em uma única imagem. Assim, a região de análise foi dividida em quatro zonas distintas. A Figura 4.14 apresenta o conjunto das imagens originais capturadas pela câmera do PIV para o escoamento do caso 4 (Tabela 4.1). É importante ressaltar que as zonas não são necessariamente as mesmas para diferentes condições.

Todas as análises e gráficos relacionados às variáveis médias (velocidade, dissipação viscosa e razão entre dissipação viscosa e viscosidade) foram realizados a partir de conjuntos contendo 300 imagens.

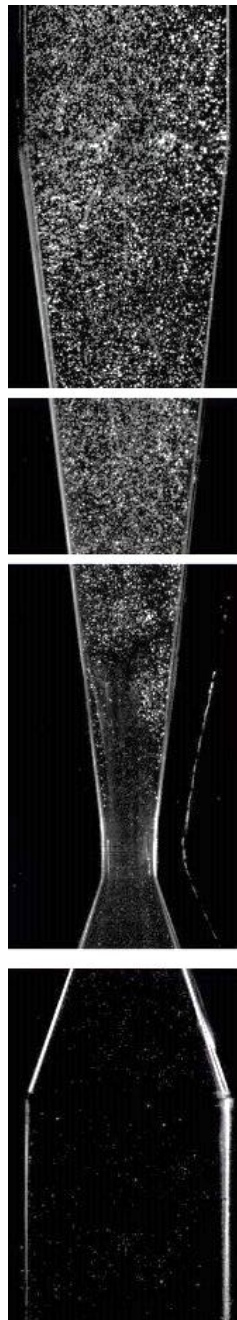


Figura 4.14 – Imagens cruas capturadas pela câmara do PIV para o escoamento (caso 4) com concentração e fluxo mássicos iguais a $39,4\%$ $\text{kg}_{\text{GR-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ e $611,2 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$, respectivamente

Conforme discutido na Seção 3.4.3, a análise pelo método PIV só é possível através do uso de partículas rastreadoras (inerentes ou não ao escoamento). No presente estudo, partículas de rodamina B foram usadas como partículas rastreadoras para a região de escoamento monofásico (a montante da garganta). Para a região de escoamento bifásico (a jusante da garganta), as partículas rastreadoras foram uma combinação de bolhas de vapor e partículas de rodamina B. As partículas de rodamina B têm sido frequentemente usadas em análises com sistemas PIV, enquanto o uso de bolhas de vapor como partículas rastreadoras tem se aperfeiçoado ao longo dos últimos anos (HARADA *et al.*, 2006; ISHIKAWA *et al.*, 2009).

As partículas de rodamina B poderiam ter atuado, unicamente e exclusivamente, como partículas rastreadoras na análise pelo método PIV segundo a técnica de fluorescência. No entanto, a ausência de um filtro passa-banda para a faixa de emissão da rodamina B (em torno de 600 nm) impossibilitou a execução da análise segundo a referida técnica.

A validade da atuação das bolhas de vapor como partículas traçadoras para o PIV pode ser obtida através do número de Stokes St_b que relaciona o tempo de resposta das bolhas τ_b com o tempo característico do escoamento τ_e :

$$St_b = \frac{\tau_b}{\tau_e} \quad (4.4)$$

A partir de CROWE *et al.* (1997) é possível afirmar que se $St_b \ll 1$, o tempo de resposta das bolhas é muito menor do que o tempo característico associado ao escoamento. Isto significa que as bolhas têm tempo suficiente para responder as mudanças do escoamento e, portanto, que as bolhas e o escoamento apresentam velocidades similares (condição de equilíbrio de velocidades). O tempo de resposta das bolhas τ_b é definido por:

$$\tau_b = \frac{\rho_b \bar{D}_b^2}{18\mu_e} \quad (4.5)$$

onde ρ_b e \bar{D}_b são a massa específica e o diâmetro médio das bolhas, respectivamente, e μ_e é a viscosidade do escoamento.

O tempo característico do escoamento τ_e é representado por:

$$\tau_e = \frac{L_d}{\bar{u}_d} \quad (4.6)$$

onde L_d e \bar{u}_d referem-se ao comprimento da seção divergente (igual a 48,9 mm) e a velocidade média na posição $z^* = 726$ mm da seção divergente, respectivamente.

Os cálculos realizados segundo as Eqs. (4.4), (4.5) e (4.6) para os casos 1, 3, 4 e 9, considerando-se bolhas de vapor com diâmetro médio de 0,3 até 0,6 mm, apresentaram números de Stokes entre 0,005 e 0,013. Tais resultados corroboram a condição de $St_b \ll 1$ e, portanto, validam a atuação das bolhas de vapor como partículas traçadoras para o PIV.

A validade da atuação das bolhas de vapor como partículas traçadoras para o PIV também foi verificada através do balanço de forças interfacial entre o líquido (escoamento) e o vapor (bolhas). Este balanço é definido por:

$$\vec{F}_B = \vec{F}_G + \vec{F}_D \quad (4.7)$$

onde \vec{F}_B , \vec{F}_G e \vec{F}_D referem-se as forças de empuxo, gravitacional e de arrasto, respectivamente.

Segundo as relações disponíveis em CROWE *et al.* (1997), a Eq. (4.4) pode ser escrita em função da velocidade da bolha de vapor u :

$$u = \frac{\rho_b(\rho_b - \rho_e)\bar{D}_b^2 g}{18\rho_e\mu_e} \quad (4.8)$$

onde ρ_e e μ_e são a massa específica e a viscosidade do escoamento, respectivamente, e g corresponde à aceleração da gravidade.

Os cálculos realizados segundo a Eq. (4.8) para os casos 1, 3, 4 e 9 apresentaram velocidades de bolha de vapor abaixo de 0,001 m/s, ou seja, valores pelo menos 1.000 vezes inferiores à velocidade média do escoamento. Estes resultados validam a atuação das bolhas de vapor como partículas traçadoras para o PIV.

4.4.1 Campos de velocidades

As imagens cruas capturadas pela câmera digital são processadas através do *software* fornecido pelo fabricante do sistema PIV. Então, a partir da distância de referência (comprimento da seção convergente, da garganta ou da seção divergente) e do intervalo de tempo entre as imagens, realiza-se a análise dos deslocamentos das partículas (entre duas imagens consecutivas) a fim de se determinar os vetores velocidades.

O processo de análise na estrutura central do escoamento, ou seja, próximo da linha de centro, ocorre sem muitas dificuldades. No entanto, este mesmo processo é dificultado pela presença das paredes nas regiões

periféricas. Afora a condição de não-escorregamento, que reduz a velocidade de deslocamento das partículas próximas a parede, os efeitos de refração e reflexão da luz tendem a deformar ou embranquecer, respectivamente, a região de análise. Exemplos destes fenômenos são apresentados na Figura 4.15.

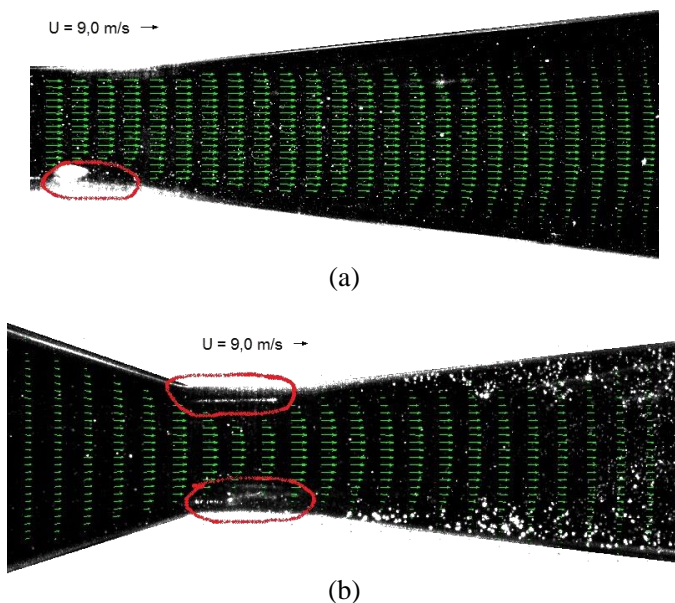


Figura 4.15 – Vetores velocidade (m/s) sobrepostos às imagens cruas, nas regiões próximas a garganta, para os casos (a) 1 e (b) 4.

Observa-se na Figura 4.15 (a), que a incidência do feixe de luz na tomada de pressão localizada na garganta gera um reflexo que impede a avaliação do deslocamento das partículas e, conseqüentemente, limita o cálculo dos vetores velocidade nesta região. Já na Figura 4.15 (b), verifica-se que além da limitação imposta pela tomada de pressão (região inferior da garganta), um reflexo localizado na região superior, próximo a parede, impossibilita o cálculo dos vetores velocidade desta região. Estas complicações resultaram em uma diminuição local da qualidade de análise do sistema PIV para todas as condições, tendo sido uma limitação para a obtenção de resultados no presente estudo. Em ambas as imagens da Figura 4.15, observa-se a presença de um bolsão de vapor na tomada de pressão na garganta (sítio de nucleação), o qual também impede a determinação de vetores velocidade naquela região.

Os mapas de velocidade instantâneo e médio para os casos 0 e 4 (Tabela 4.1) são apresentados na Figura 4.16 e na Figura 4.17, respectivamente. As escalas de cores referem-se às magnitudes de velocidade, enquanto os vetores indicam tanto a direção como a magnitude das velocidades.

Os mapas de velocidade da Figura 4.16 exibem lacunas de dados em partes das regiões convergente e divergente. Isto ocorreu em virtude do mau posicionamento da câmera para a captura das imagens para análise de PIV. No entanto, a lacuna de dados em uma pequena faixa da região convergente dos mapas de velocidade da Figura 4.17 reflete uma limitação do *software* de análise. As imagens, capturadas em quatro zonas, conforme mostrado na Figura 4.14, possuíam regiões de sobreposição umas às outras, a fim de garantir a análise de todo o escoamento. Porém, uma das funcionalidades (máscara) do *software* de análise impediu que a primeira zona (região convergente) pudesse ser analisada na sua totalidade.

Observa-se, na Figura 4.16, que o escoamento de óleo puro através da garganta é majoritariamente unidimensional, tanto para a condição instantânea como para a média obtida sobre 300 imagens instantâneas. A região divergente instantânea é marcada por um escoamento com recirculações enquanto a região divergente média é caracterizada por um escoamento quasi-unidimensional. Tal mudança é fruto da eliminação dos componentes aleatórios da velocidade à medida que é calculada a média sobre as imagens instantâneas.

Este comportamento unidimensional reflete a condição de escoamento monofásico, regime permanente e sem perturbações sob a qual o óleo puro flui através do Venturi. Segundo tais condições, o escoamento atinge magnitudes de velocidade próximas a 11,0 m/s na região da garganta.

Conforme mencionado anteriormente, observa-se na Figura 4.17 que os reflexos da luz sobre a superfície da garganta impossibilitaram a obtenção dos campos de velocidade próximos à parede. Independente disto, obteve-se campos de velocidade instantâneos e médios para a referida condição. Nota-se que as magnitudes de velocidade atingem valores um pouco abaixo de 10,0 m/s para a região da garganta.

Em comparação com as imagens apresentadas na Figura 4.16, as imagens da Figura 4.17 caracterizam-se pelo surgimento de um escoamento aparentemente mais caótico a jusante da garganta. Esta característica compatibiliza-se com o surgimento das bolhas de vapor que perturbam o escoamento e aumentam a recirculação. Contudo, a aplicação de uma média sobre as 300 imagens elimina novamente os componentes aleatórios da velocidade e ajusta o escoamento para uma condição quasi-unidimensional.

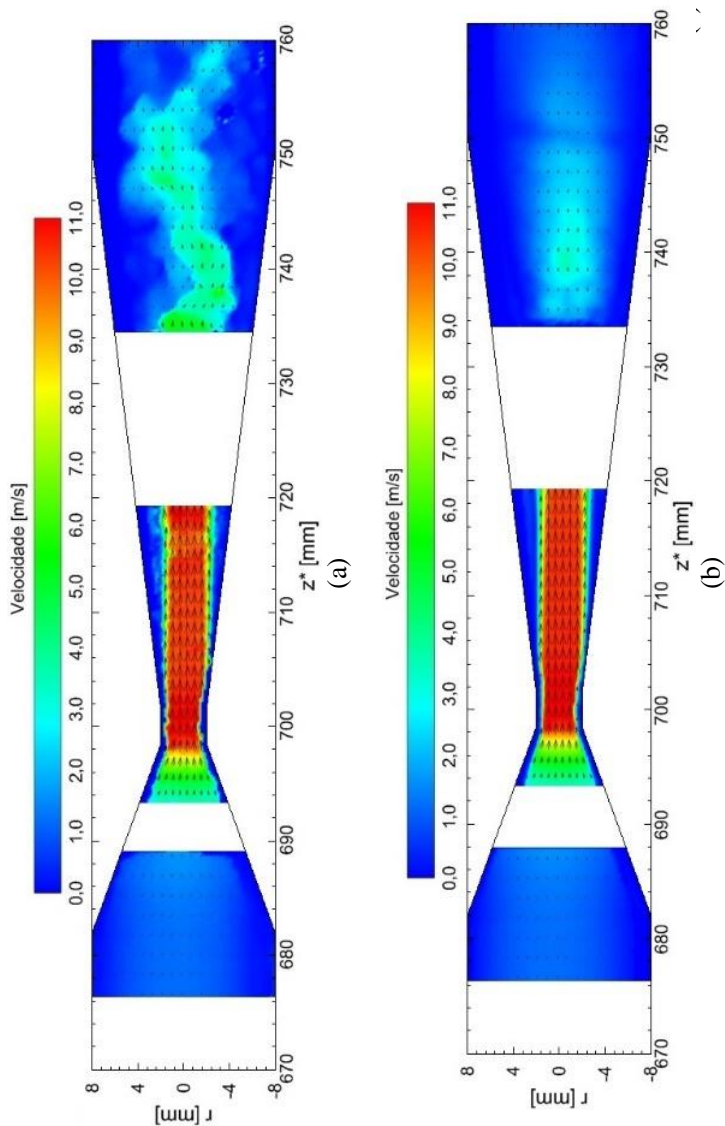


Figura 4.16 – Velocidades (m/s) para o escoamento (caso 0) com concentração e fluxo mássicos iguais a 0,0% $\text{kgR-134a}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ e 609,5 $\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$, respectivamente: (a) instantânea e (b) média.

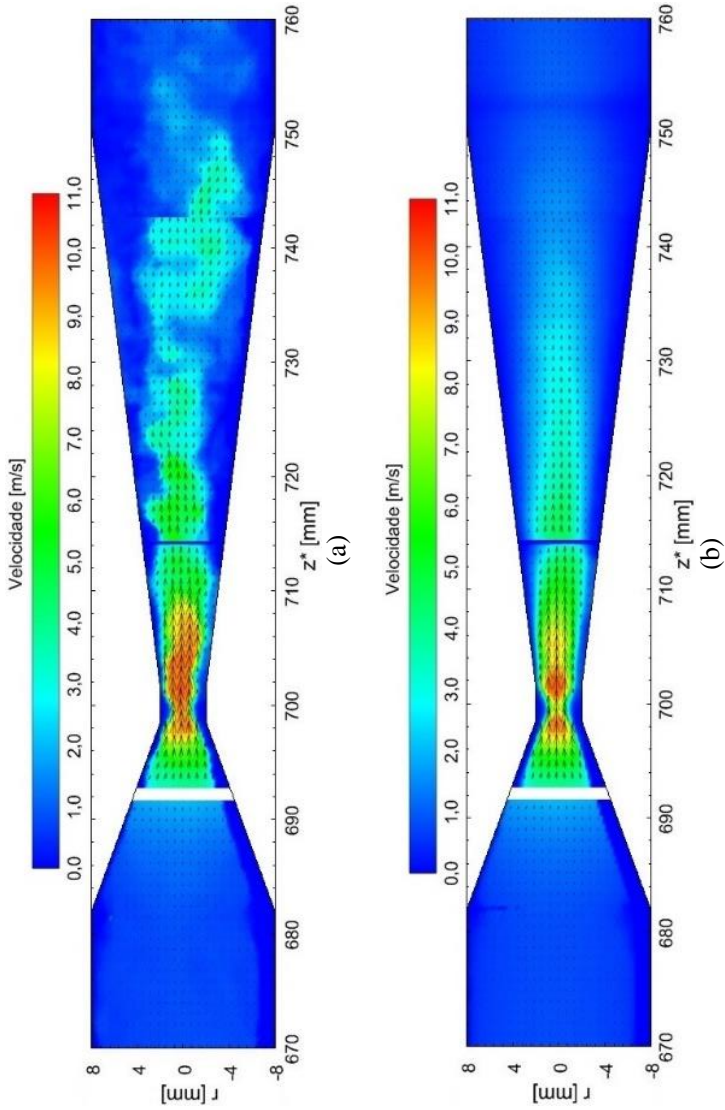


Figura 4.17 – Velocidades (m/s) para o escoamento (caso 4) com concentração e fluxo mássicos iguais a 39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ e 611,2 $\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$, respectivamente: (a) instantânea e (b) média

4.4.2 Isolinhas de velocidade

As isolinhas de velocidade são formadas pela junção dos vetores velocidade de mesma magnitude. As isolinhas de velocidade instantâneas e médias para o caso 4, com concentração mássica de 39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$, fluxo mássico de $611,2 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, temperatura e pressão de entrada iguais a $36,8 \text{ }^\circ\text{C}$ e 796 kPa , respectivamente, são apresentadas na Figura 4.18.

Observa-se que as isolinhas instantâneas e médias na região a montante da garganta apresentam comportamento similar, visto que a região é caracterizada pela presença de um escoamento monofásico laminar. As isolinhas instantâneas na região da garganta diferenciam-se das médias pela presença de uma única curva de nível na porção central da garganta. A existência de reflexos nas superfícies superior e inferior, conforme discutido na Figura 4.15, impedem a correta caracterização do escoamento na porção central da garganta. Porém, é evidente a captura dos efeitos de aceleração do escoamento.

Percebe-se que as isolinhas instantâneas e médias na região a jusante da garganta apresentam comportamentos distintos. Enquanto as isolinhas instantâneas exibem diversas regiões de recirculação, as médias indicam linhas similares aos perfis de velocidade em um escoamento interno. Porém, ao final da seção divergente, por volta da posição $z^* = 752 \text{ mm}$, as isolinhas médias apontam a existência de uma região de recirculação.

A Figura 4.19 apresenta as isolinhas de velocidade médias para os casos 0, 1, 3 e 4, segundo concentrações mássicas de 0,0, 16,1, 30,1 e 39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$, respectivamente, sob uma condição de fluxo mássico fixo e igual a $610 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ (nominal). As isolinhas de velocidade médias apresentam valores similares para a seção convergente dos quatro casos analisados.

Verifica-se que, à medida que a concentração mássica aumenta, os níveis de velocidade na região da garganta diminuem. Visto que o fluxo mássico é praticamente constante e que não há a presença das bolhas de vapor, pelo princípio de conservação da massa, a diminuição da velocidade é uma função direta do aumento da massa específica da mistura.

Conforme discutido anteriormente, à medida que a concentração da mistura era elevada, a seção de teste passava a apresentar trincas em sua superfície. Estas trincas levavam a ocorrência de reflexos na imagem e, assim, impossibilitavam a análise do PIV nas regiões próximas às superfícies. Tal efeito é observado, na região da garganta, para os casos 3 e 4 da Figura 4.19 (c) e (d), respectivamente.

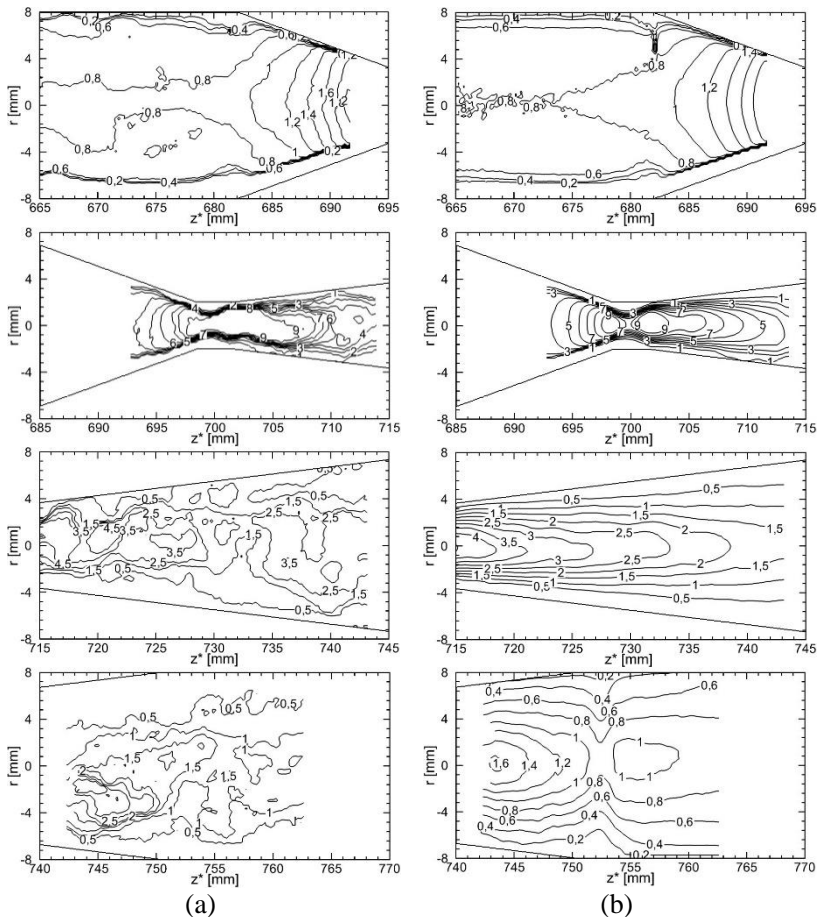
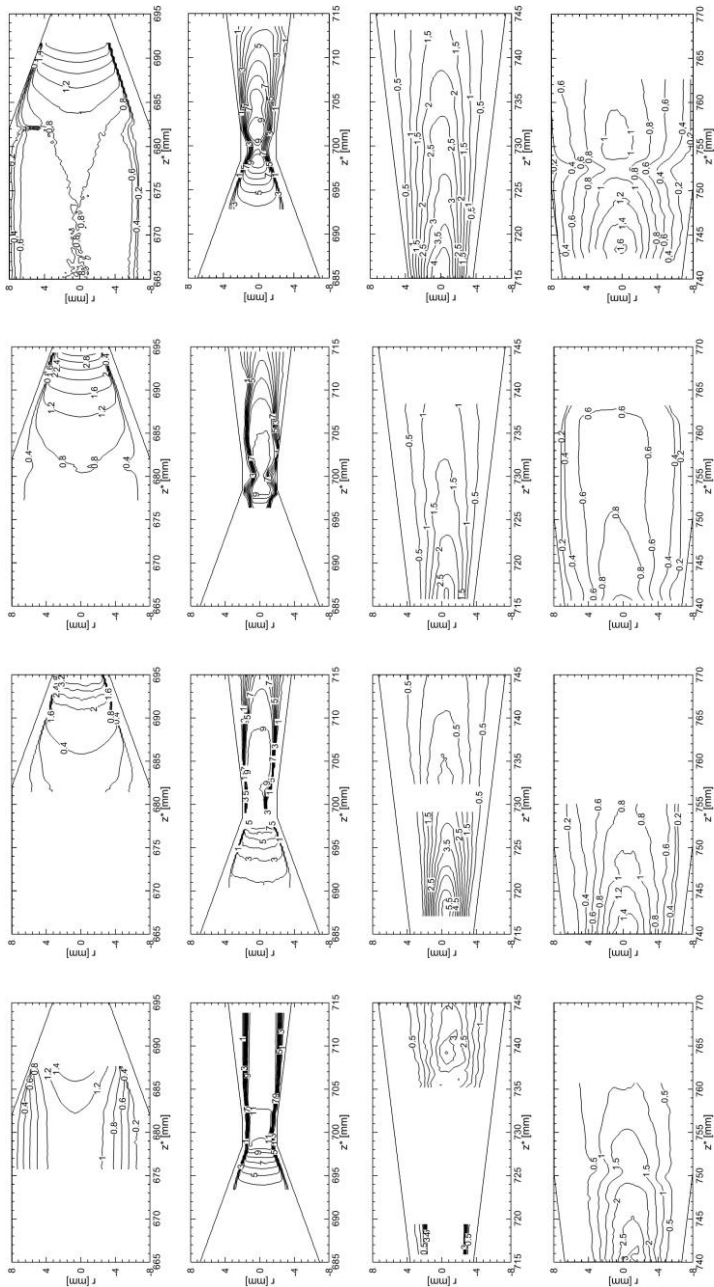


Figura 4.18 – Isolinhas de velocidade para o escoamento (caso 4) com concentração e fluxo mássicos iguais a $39,4\% \text{ kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ e $611,2 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$, respectivamente: (a) instantânea e (b) média.

Conforme a Figura 4.19, os escoamentos apresentam comportamentos similares para a seção divergente, entre as posições $z^* = 715$ e $z^* = 745$ mm, independente do caso analisado. Tal como comentado anteriormente, observa-se uma região de recirculação, por volta da posição $z^* = 752$ mm, somente para o escoamento do caso 4. Acredita-se que este fenômeno esteja associado a alta densidade de bolhas de vapor presentes no referido escoamento.



(d) Caso 4

(c) Caso 3

(b) Caso 1

(a) Caso 0

Figura 4.19 – Isolinhas de velocidade médias para os casos 0, 1, 3 e 4.

A Figura 4.20 exibe vetores velocidade instantâneos, sobrepostos à imagem crua do PIV, na seção divergente para o caso 4. A imagem conta também com um vetor referência igual a 6,0 m/s. As regiões de recirculação, sob baixas magnitudes de velocidades, são facilmente identificáveis nas proximidades das paredes da seção divergente. A imagem ainda evidencia a diferença na magnitude de velocidade entre os vetores da região central e das proximidades da parede.

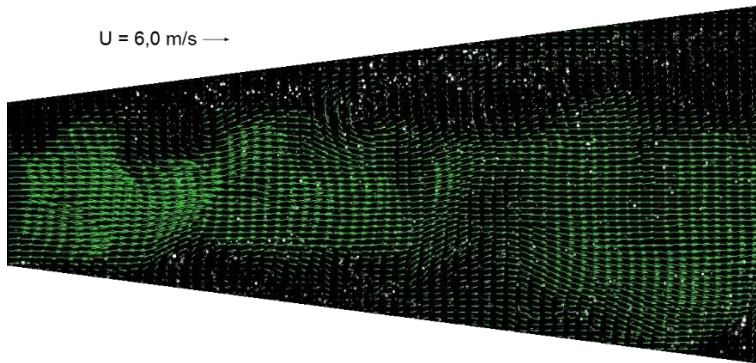


Figura 4.20 – Vetores velocidade (m/s) instantâneos, sobrepostos à imagem crua do PIV, na seção divergente para o escoamento (caso 4) com concentração e fluxo mássicos iguais a 39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ e 611,2 $\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$, respectivamente.

4.4.3 Taxa de dissipação viscosa

Com o intuito de aprofundar o entendimento sobre as perdas no bocal convergente-divergente, os campos de velocidade obtidos nas análises com o sistema PIV foram usados para calcular a taxa de dissipação viscosa por unidade de volume, Φ . Em sua forma diferencial, o balanço de energia por unidade de volume é dado por (REDDY, 2008):

$$\rho \frac{De}{Dt} = \Phi - p\nabla \cdot \vec{v} + \nabla \cdot \vec{q} + \rho\varepsilon \quad (4.9)$$

onde ρ , e , p e ε representam a massa específica, a energia interna específica, a pressão e a geração de energia interna específica por unidade de volume. O vetor velocidade é representado por \vec{v} e o vetor fluxo de calor devido à condução por \vec{q} .

Para escoamentos em regime permanente, adiabáticos e sem geração de energia interna, como é o caso do presente problema, os

termos de transporte de energia por advecção e condução tornam-se proporcionais à taxa de dissipação de energia mecânica por atrito.

Admitindo-se um escoamento bidimensional, a taxa de dissipação viscosa pode ser escrita, em coordenadas cilíndricas, em função das coordenadas radial r e longitudinal z , das velocidades na direção radial v e longitudinal u e das derivadas das velocidades em função das coordenadas, por meio da seguinte expressão:

$$\phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \quad (4.10)$$

A razão $R_{\phi/\mu}$ entre a taxa de dissipação viscosa ϕ e a viscosidade μ é definida conforme a relação:

$$R_{\phi/\mu} = 2 \left[\left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \quad (4.11)$$

As taxas de dissipação viscosa médias em $\text{Pa}\cdot\text{s}^{-1}$ calculadas para os casos 1 e 4 são apresentadas na Figura 4.21. É importante verificar que as taxas de dissipação viscosa para os casos 1 e 4 foram calculadas utilizando viscosidades dinâmicas iguais a 6030 e 2230 $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$, já que tais valores correspondem às viscosidades da mistura líquida para os respectivos casos.

A partir da Figura 4.21, é possível afirmar que os maiores níveis de dissipação viscosa ocorrem na região da garganta onde estão localizados os maiores gradientes de velocidade. Os menores níveis ocorrem na região de saída do tubo de Venturi onde estão presentes os menores gradientes de velocidade. Os maiores níveis chegam a ser 2000 vezes superiores aos menores níveis de dissipação viscosa. Da mesma forma, uma comparação entre as Figura 4.21 (a) e (b) demonstram que a taxa de dissipação viscosa é uma ordem de grandeza superior para o caso 1.

As taxas de dissipação viscosa médias em $\text{Pa}\cdot\text{s}^{-1}$ calculadas para os casos 4 e 9 são apresentadas na Figura 4.22. As taxas de dissipação viscosa para os casos 4 e 9 foram calculadas segundo viscosidades dinâmicas iguais a 2230 e 1630 $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$, respectivamente. O caso 4 apresenta concentração mássica igual a 39,4% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$, enquanto o caso 9 exibe o valor de 46,7% $\text{kg}_{\text{R-134a}}/\text{kg}_{\text{mistura}}$. Estes casos apresentam pouca diferença tanto para os fluxos mássicos como para as temperaturas de entrada da seção de teste. A diferença entre as viscosidades dinâmicas é da ordem de 37%.

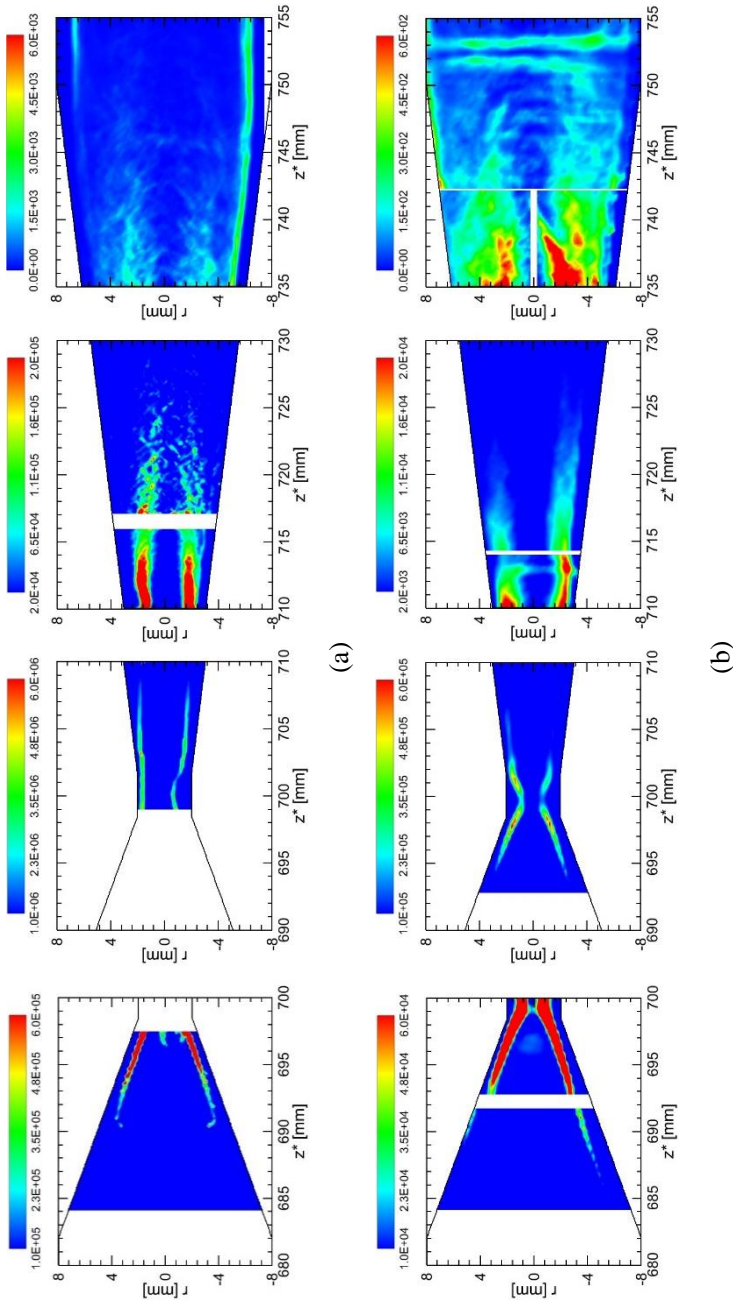


Figura 4.21 – Taxas de dissipação viscosa médias (Pa/s) para os casos (a) 1 e (b) 4.

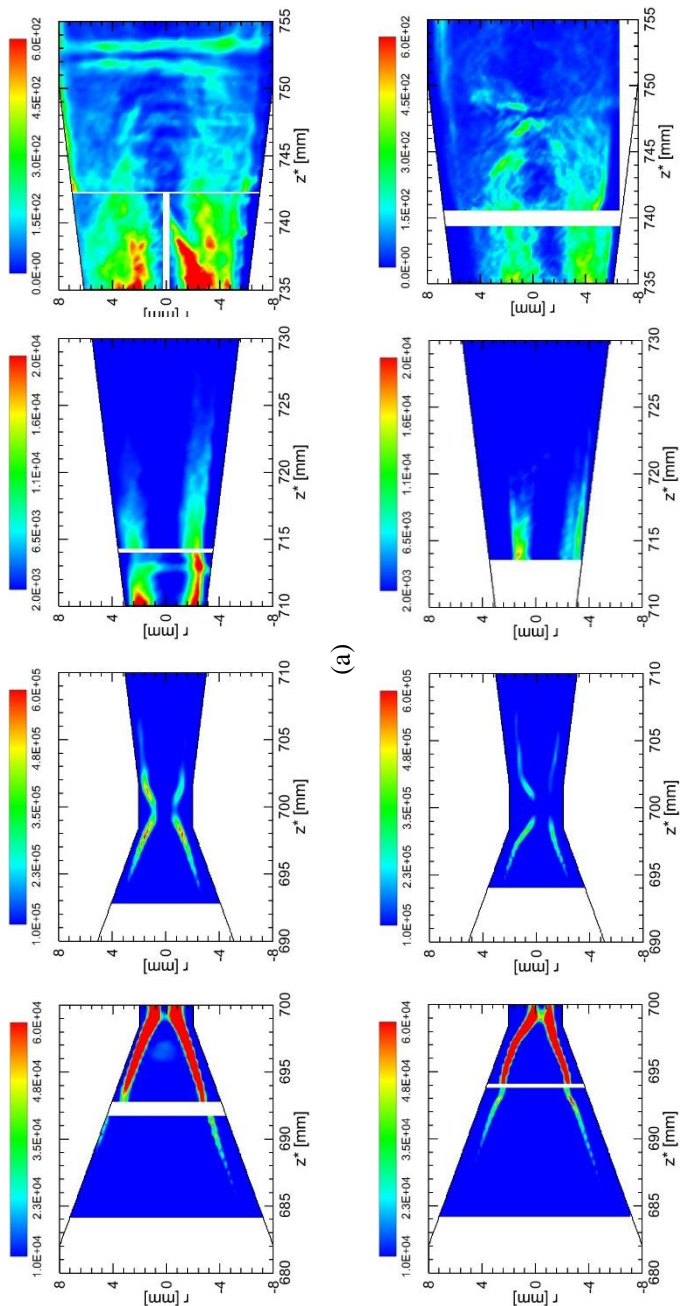


Figura 4.22 – Taxas de dissipação viscosa médias (Pa/s) para os casos (a) 4 e (b) 9.

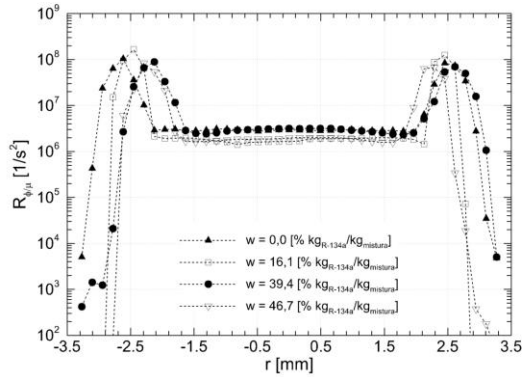
Observa-se, a partir da Figura 4.22, que as taxas de dissipação viscosa para os casos 4 e 9 são muito semelhantes para toda a região do tubo de Venturi. Pela análise destas imagens e daquelas apresentadas para os casos 1 e 4, acredita-se que a taxa de dissipação viscosa seja alterada majoritariamente pela viscosidade da mistura, o que corrobora as conclusões obtidas na seção 4.1.

A Figura 4.23 apresenta as razões $R_{\phi/\mu}$ em s^{-2} calculadas para os casos 0, 1, 4 e 9 nas posições z^* igual a 695, 700 e 745 mm.

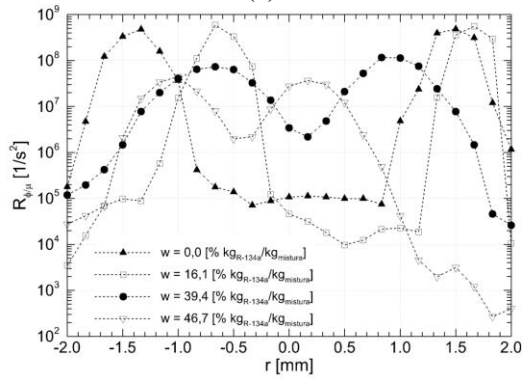
A Figura 4.23 (a), referente a posição $z^* = 695$ mm, localizada na seção convergente do Venturi, indica para altos níveis da razão $R_{\phi/\mu}$ para a região próxima à parede em comparação à região central do escoamento, independente da concentração da mistura. Observa-se também que a razão $R_{\phi/\mu}$ é uniforme e independente da concentração da mistura para a região central do escoamento.

A Figura 4.23 (b), referente a posição $z^* = 700$ mm, localizada na garganta do Venturi, revela níveis da razão $R_{\phi/\mu}$ acima daqueles encontrados na posição $z^* = 695$ mm para todos os casos analisados. Independente da concentração da mistura, as curvas da Figura 4.23 (b) apresentam uma inflexão na região central da tubulação ($r = 0$ mm). A defasagem, em relação a região central da tubulação, presente nas curvas das concentrações mássicas de 16,1 e 46,7% $\text{kg}_{R-134a}/\text{kg}_{\text{mistura}}$ é ocasionada pela extração dos dados do sistema PIV.

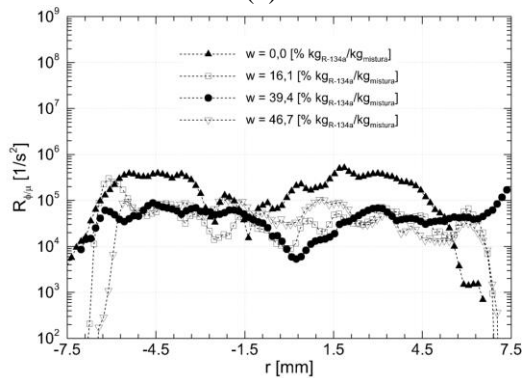
A Figura 4.23 (c), referente a posição $z^* = 745$ mm, localizada ao final da seção divergente do Venturi, aponta para níveis da razão $R_{\phi/\mu}$ abaixo daqueles encontrados nas posições $z^* = 695$ e 700 mm para todos os casos analisados. Verifica-se uma certa uniformidade para a razão $R_{\phi/\mu}$ na região central do escoamento que, por sua vez, é perturbada pela região de esteira do escoamento. A partir das razões $R_{\phi/\mu}$, calculadas através da Eq. (4.11), é possível afirmar que as viscosidades atuam de forma determinante nos valores obtidos com as taxas de dissipação viscosas, calculadas por meio da Eq. (4.10) da mistura.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.23 – Razões $R_{\phi/\mu}$ em (s^{-2}) para os casos 0, 1, 4 e 9 nas posições (a) $z^* = 695$ mm, (b) $z^* = 700$ mm e (c) $z^* = 745$ mm.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou uma análise experimental do escoamento bifásico da mistura binária com volatilidade relativa infinita, composta por fluido refrigerante R-134a e óleo lubrificante POE ISO 10, em um bocal convergente-divergente (tubo de Venturi).

A partir das medições de pressão e temperatura ao longo do Venturi é possível afirmar que:

- A viscosidade da mistura líquida é o parâmetro principal na mudança de pressão segundo um fluxo mássico fixo: quanto maior a viscosidade, maior é a queda de pressão na seção convergente e menor é a recuperação de pressão na seção divergente do tubo de Venturi;
- As temperaturas apresentam declínio ao longo da região de entrada da seção de teste: da tomada n° 1 para a tomada n° 2. As temperaturas apresentam elevação após a passagem pelo tubo de Venturi. Este último comportamento é corroborado pelos trabalhos de PETKOVŠEK e DULAR (2013) e ISHII e MURAKAMI (2003);
- A pressão medida na garganta esteve sempre acima da respectiva pressão de saturação, independente da estimativa da pressão de saturação (DIAS, 2012 e MARCELINO NETO *et al.*, 2014). Acredita-se que esta discrepância possa ser justificada pela medição da pressão sob uma condição de não equilíbrio termodinâmico (presença de severos gradientes axiais e radiais de pressão e de velocidade) ou pela transmissão de uma maior pressão à tomada do transdutor diferencial de pressão (presença de um bolsão de vapor em contato com o refrigerante líquido da tomada de pressão);
- O aumento do fluxo mássico contribui diretamente tanto para o aumento da queda de pressão na garganta como para o aumento da recuperação de pressão na seção divergente. O primeiro fenômeno é justificado pelo aumento no fluxo mássico do escoamento monofásico a montante da garganta. O segundo fenômeno é explicado pela maior quantidade de bolhas nucleadas na garganta e, conseqüentemente, pela elevação do título de vapor que acaba por reduzir a viscosidade efetiva da mistura;

- O efeito da pressão de entrada na distribuição de pressão ao longo da seção de teste é bastante suave em comparação aos outros parâmetros (concentração e fluxo mássicos) analisados. A pressão da garganta é levemente reduzida para o caso no qual a pressão de entrada é diminuída abaixo do valor referencial. Isto pode ser atribuído à presença de bolhas a montante da garganta, já que todos os outros parâmetros são praticamente idênticos para todos os casos.

As análises visuais do escoamento bifásico no bocal convergente-divergente revelam que:

- A cavitação na garganta e o desenvolvimento do escoamento bifásico, a jusante da garganta, são muito sensíveis a mudanças nas condições de operação: concentração mássica, fluxo mássico e pressão de entrada;
- A presença das bolhas de vapor, criadas pelo fenômeno da cavitação, aumenta drasticamente com o aumento da concentração mássica global. Conforme observado nos trabalhos de YOUNG e FANNIN (1972) e BARBOSA *et al.* (2004), para altas concentrações de refrigerante, o vapor forma rapidamente uma mistura homogênea e espumosa, tornando-se quase impossível a distinção das bolhas individualmente na estrutura do escoamento.

As análises com o PIV permitem concluir que:

- Assim como nos trabalhos de HARADA *et al.* (2006) e ISHIKAWA *et al.* (2009), as bolhas de vapor presentes no escoamento da mistura através da seção de teste atuam como partículas rastreadoras para o PIV;
- Independentemente do caso analisado (0, 1, 3 e 4), as isolinhas de velocidade médias apresentam valores similares para a seção convergente;
- Segundo os casos analisados (0, 1, 3 e 4), à medida que a concentração mássica aumenta, os níveis de velocidade na região da garganta diminuem;
- A taxa de dissipação viscosa é alterada majoritariamente pela viscosidade da mistura.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- a. A fim de evitar o aparecimento de trincas, sugere-se a fabricação da seção de teste em policarbonato. Caso exista algum tipo de limitação que obrigue a fabricação da seção de

teste em acrílico, sugere-se a eliminação das tensões residuais referentes aos processos de fabricação;

- b. Fabricar uma seção de teste que possua três ou mais tomadas de pressão para a mesma posição longitudinal z com o objetivo de captar os efeitos tridimensionais sobre o valor da pressão;
- c. Desenvolver um processo mais eficiente para a carga inicial de óleo lubrificante puro;
- d. Desenvolver um processo de calibração para o sistema PIV que permita a obtenção de imagens sem distorções na direção radial r ;
- e. Avaliar os campos de velocidade através do método de velocimetria por imagem de partículas com fluorescência (PIV - *Particle Image Velocimetry*);
- f. Avaliar os parâmetros relacionados à turbulência;
- g. Avaliar os campos de temperatura e concentração através do método de fluorescência induzida por laser (LIF - *Laser Induced Fluorescence*);
- h. Realizar a medição da fração de vazio ao longo da seção de teste por meio de um sensor ou através da análise de imagens;
- i. Realizar ensaios experimentais com outros pares de fluido refrigerante e óleo lubrificante, bem como com outras geometrias de bocais convergente-divergente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDUL-RAZZAK, A., SHOUKRI, M., CHANG, J.-S. **Measurement of two-phase refrigerant liquid-vapor mass flow rate – part I: venturi and void fraction meters.** ASHRAE Transactions, v. 101, p. 511–538, 1995.

ABDULAZIZ, A.M. **Performance and image analysis of a cavitating process in a small type venturi.** Experimental Thermal and Fluid Science, v. 53, p. 40-48, 2014.

ASHRAE. **Standard method for measurement of proportion of lubricant in liquid refrigerant.** ANSI/ASHRAE Standard 41.4-1996. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1996.

BARBOSA JR., J.R., LACERDA, V.T., PRATA, A.T. **Prediction of pressure drop in refrigerant–lubricant oil flows with high contents of oil and refrigerant outgassing in small diameter tubes.** International Journal of Refrigeration, v. 27, p. 129–139, 2004.

BARRE, S., ROLLAND, J., BOITEL, G., GONCALVES, E., FORTES PATELLA, R. **Experiments and modeling of cavitating flows in venturi: attached sheet cavitation.** European Journal of Mechanics B/Fluids, v. 28, p. 444–464, 2009.

BENEDICT, R. P. **Fundamentals of temperature, pressure and air flow measurement.** John Wiley & Sons, Inc., 3ª Edição, 1984.

BERTOLDI, D., STRLE, E., BARBOSA JR., J.R. **Two-phase flashing flows of R-134a and POE ISO 10 oil in a Venturi tube according to different refrigerant concentrations.** Disponível em: < <http://vimeo.com/105754346>>. Acesso em: 15 de agosto de 2014.

BERTOLDI, D., STRLE, E., BARBOSA JR., J.R. **Two-phase flashing flows of R-134a and POE ISO 10 oil in a Venturi tube according to different mass fluxes.** Disponível em: < <http://vimeo.com/106807242>>. Acesso em: 15 de agosto de 2014.

BERTOLDI, D., STRLE, E., BARBOSA JR., J.R. **Two-phase flashing flows of R-134a and POE ISO 10 oil in a Venturi tube according to different inlet over pressures.** Disponível em: <<http://vimeo.com/106179590>>. Acesso em: 15 de agosto de 2014.

BRENNEN, C.E. **Cavitation and Bubble Dynamics.** Oxford University Press, 1995

CAREY, V.P. **Liquid–Vapor Phase-Change Phenomena.** Taylor & Francis Group, London, 2ª Edição, 2008.

CHISHOLM, D. **The compressible flow of two-phase mixtures through orifices, nozzles and venturi meters.** Nat. Eng. Lab. UK, Report No 549, p. 66-79, 1972.

COLEMAN, H., STEELE, W. **Experimentation, Validation, and Uncertainty Analysis for Engineers.** 3rd Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2009.

CROWE, C.T., SOMMERFELD, M., TSUJI, Y. **Multiphase Flows with Droplets and Particles.** CRC Press, 1997.

DIAS, J.P. **Escoamento de óleo e refrigerante pela folga pistão-cilindro de compressores herméticos alternativos.** Tese submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica, 2012

EPAGRI/CIRAM. **Monitoramento On-line.** Florianópolis, SC, Brasil. 2014. Disponível em: <<http://ciram.epagri.sc.gov.br/>>. Acesso em: 24 de julho de 2014.

FRANK, R., REIMANN, J., JOHN, H. **Mass flow rate and quality measurements with a Venturi nozzle and a turbine meter in steam-water flow.** In: EUROPEAN TWO PHASE FLOW GROUP MEETING, University of Strathclide, Glasgow, 1980.

GHIAASIAAN, S. M. **Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation: In Conventional and Miniature Systems.** New York: Cambridge University Press, 2007.

GOPALAN, S., KATZ, J. **Flow structure and modeling issues in the closure region of attached cavitation.** *Physics of Fluids*, v. 12, p. 895-911, 2000.

GRUNBERG, L., NISSAN, A.H. **Mixture law for viscosity.** *Nature*, v. 164, p. 799-800, 1949.

HARADA, K., MURAKAMI, M., ISHII, T. **PIV measurements for flow pattern and void fraction in cavitating flows of He II and He I.** *Cryogenics*, v. 46, p. 648-657, 2006.

HUANG, X., VAN SCIVER, S.W. **Performance of a venturi flow meter in two-phase helium flow.** *Cryogenics*, v. 36, p. 303-309, 1996.

HUANG, Z., XIE, D., ZHANG, H., LI, H. **Gas-oil two-phase flow measurement using an electrical capacitance tomography system and a venturi meter.** *Flow Measurement and Instrumentation*, v. 16, p. 177-182, 2005.

IDELCHIK, I.E. **Handbook of Hydraulic Resistance.** Boca Raton: CRC Press, 1993.

INMETRO. **Guia para a expressão da incerteza de medição.** 2003.

ISHII, T., MURAKAMI, M. **Comparison of cavitation flows in He I and He II.** *Cryogenics*, v. 43, p. 507-514, 2003.

ISHIKAWA, M., IRABU, K., TERUYA, I., NITTA, M. **PIV measurement of a contraction flow using micro-bubble tracer.** *Journal of Physics: Conference Series*, v. 147, p. 82-86, 2009.

LAVISION. **PIV Image Evaluation.** Goettingen, Alemanha. 2014. Disponível em: < http://www.piv.de/piv/measurement_principle/page_1.php>. Acesso em: 31 de outubro de 2014.

LEMONNIER, H., SELMER-OLSEN, S. **Experimental investigation and physical modelling of two-phase two-component flow in a converging-diverging nozzle.** *International Journal of Multiphase Flow*, v. 18, p. 1-20, 1992.

LUSH, P.A., SKIPP, S.R. **High-speed cine observations of cavitating flow in a duct.** International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 7, p. 283-290, 1986.

MALAYERI, M. R., SMITH, J. M., MÜLLER-STEINHAGEN, H. **The behaviour of gas-liquid and vapour-liquid upward bubbly flows passing through a vertical venturi.** Trans IChemE, v. 79, part A, p. 371-375, 2001.

MARCELINO NETO, M.A. **Caracterização de propriedades termofísicas de misturas de óleos lubrificantes e fluidos refrigerantes naturais.** Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, 2006.

MARCELINO NETO, M.A., FRANÇA, R.M., BARBOSA JR., J.R. **Convection-driven absorption of R-1234yf in lubricating oil.** International Journal of Refrigeration, v. 44, p. 151-160, 2014.

MATWEB. **Material Property Data.** Blacksburg, VA, Estados Unidos. 2014. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=a028dc09086e4e6f9885e90ae49ecc32>>. Acesso em: 24 de julho de 2014.

MATWEB. **Material Property Data.** Blacksburg, VA, Estados Unidos. 2014. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=a5e93a1f1fff43bcbac5b6ca51b8981f>>. Acesso em: 24 de julho de 2014.

MATWEB. **Material Property Data.** Blacksburg, VA, Estados Unidos. 2014. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=c1f01d15ab5a4ac4beb3cffcccd37159>>. Acesso em: 24 de julho de 2014.

MOFFAT, R. **Describing the uncertainties in experimental results.** Experimental Thermal and Fluid Science, v. 1, p. 3-17, 1988.

MOURA, L.F.M., MARVILLET, C. **Measurement of two-phase mass flow rate and quality using venturi and void fraction meters.** In: Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering

Congress and Exposition, Fluids Engineering Division, Dallas, TX, USA, 1997.

NAKAGAWA, M., BERANA, M. **Nozzle design and applicable empirical theories of frictional pressure drop for supersonic two-phase flow of CO₂**. In: 8th IIR GUSTAV LORENTZEN CONFERENCE ON NATURAL WORKING FLUIDS, Copenhagen, Denmark, 2008.

NAKAGAWA, M., MORIMUNE, Y. **Subsequent report on nozzle efficiency of two-phase ejector used in carbon dioxide refrigerator**. Thermal Science Engineering, v. 11, p. 10-11, 2003.

NAKAGAWA, M., TAKEUCHI, H. **Performance of two-phase ejector in refrigeration cycle**. In: Proceedings of the 3rd International Conference on Multiphase Flow ICMF, Lyon, France, 1998.

NEWELL. **600 Series Sensor Information**. Newell Instruments, Inc. Urbana, Illinois, p. 1-6, 2012.

NIST. **REFPROP – Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties**. Versão 9.1, Estados Unidos, 2013.

OHTA, J., FUJII, T., AKAGAWA, K., TAKENAKA, N. **Performance and flow characteristics of nozzles for initially subcooled hot water (influence of turbulence and decompression rate)**. International Journal of Multiphase Flow, v. 19, p. 125-136, 1993.

OLIVEIRA, J.L.G., PASSOS, J.C., VERSCHAEREN, R., VAN DER GELD, C. **Mass flow rate measurements in gas-liquid flows by means of a venturi or orifice plate coupled to a void fraction sensor**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 33, p. 253–260, 2009.

PETKOVŠEK, M., DULAR, M. **IR measurements of the thermodynamic effects in cavitating flow**. International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 44, p. 756–763, 2013.

PRATA, A.T., BARBOSA JR., J.R. **Role of the thermodynamics, heat transfer, and fluid mechanics of lubricant oil in hermetic reciprocating compressors**. Heat Transfer Engineering, v. 30, p. 533–548, 2009.

PRITCHARD, P.J. **Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics.** John Wiley & Sons, Inc., 2011.

REDDY, J. N. **An introduction to continuum mechanics.** Cambridge University Press, Cambridge, 2008.

SANCHEZ SILVA, F., ANDREUSSI, P., DI MARCO, P. **Total mass flow rate measurement in multiphase flow by means of a venturi meter.** In: V International Conference on Multiphase Production, Cannes, France, 1991.

SANDHU, N., JAMESON, G. J. **An experimental study of choked foam flows in a convergent-divergent nozzle.** International Journal of Multiphase Flow, v. 5, p. 39-58, 1979.

SCHROCK, V. E., STARKMAN, E. S., BROWN, R. A. **Flashing flow of initially subcooled water in convergent-divergent nozzles.** Journal of Heat Transfer, v. 99, p. 263-268, 1977.

STARKMAN, E.S, SCHROCK, V.E., NEUSEN, K.F. **Expansion of a very low quality two-phase fluid through a convergent-divergent nozzle.** ASME Trans D, Journal of Basic Engineering, 86, p. 247-256, 1964.

THANG, N. T., DAVIS, M. R. **The structure of bubbly flow through venturis.** International Journal of Multiphase Flow, v. 5, p. 17-37, 1979.

THANG, N. T., DAVIS, M. R. **Pressure distribution in bubbly flow through venturis.** International Journal of Multiphase Flow, v. 7, p. 191-210, 1981.

XU, J. L., CHEN, T. K., CHEN, X. J. **Critical flow in convergent-divergent nozzles with cavity nucleation model.** Experimental Thermal and Fluid Science, v. 14, p. 166-173, 1997.

YOUNG, J., FANNIN, T. **Vapour evolution rates from oil-refrigerant mixtures following expansion through a nozzle.** In: International Compressor Engineering Conference, West Lafayette, IN, USA, 1972.

APÊNDICE A – LISTA DOS EQUIPAMENTOS

Este apêndice apresenta a descrição dos equipamentos e sensores de medição utilizados na bancada experimental, no procedimento de gravimetria, nas filmagens com a câmera de alta velocidade e nas análises com o sistema PIV.

A.1 CIRCUITO AUXILIAR

- **Balanças**

- Quantidade: 3
- Fabricante: KNWAAGEN
- Modelo: KN 10000/1
- Capacidade: 10000 g
- Resolução: 0,1 g

- **Bomba de engrenagens**

- Quantidade: 1
- Fabricante: TUTHILL
- Modelo: TXS26PPPT3WN
- Vazão: 7,2 l/min @ 3500 rpm
- Pressão diferencial máxima: 1,72 MPa
- Temperatura de operação: -46 °C a 176 °C
- Pressão de operação máxima: 3,45 MPa
- Viscosidade de operação: $0,3 \times 10^{-4}$ a 2,0 Pa.s

- **Compressor**

- Quantidade: 1
- Fabricante: Embraco
- Modelo: EGZS80HLC
- Fluido refrigerante: R-134a
- Tensão e frequência de operação: 220-240 V e 50-60 Hz
- Temperatura de evaporação: -35 °C até -10 °C
- Deslocamento: 6,36 cm³
- Capacidade de refrigeração (CECOMAF): 178 W
- COP (CECOMAF): 1,42 W/W

- **Manômetros**

- Quantidade: 2 (0-4 MPa) e 2 (0-6 MPa)
- Fabricante: Swagelok
- Modelo: PGI-63B-BG40-LBGX e PGI-63B-BG60-LBGX
- Faixa de operação: 0-4 MPa e 0-6 MPa

- **Reservatórios**
Quantidade: 3
Fabricante: Embraco
Modelo: 21.534.0002
Volume: 4 litros
Pressão de projeto: 3 MPa
- **Separador de Óleo**
Quantidade: 1
Fabricante: Danfoss
Modelo: OUB1
Volume líquido: 0,52 litros
Volume do reservatório de óleo: 0,1 litros
- **Termopares dos reservatórios**
Quantidade: 3
Fabricante: Omega
Modelo: tipo T cobre-constantan
Haste de imersão: 1,6 mm (diâmetro) e 230 mm (comprimento)

A.2 CIRCUITO PRINCIPAL

- **Banho de água gelada (chiller)**
Quantidade: 1
Fabricante: MAQTERMO Indústria e Comércio Ltda.
Modelo: MQT 09 AR CF / 380 / GE
Capacidade de refrigeração: 10,4 kW @ 10 °C
Temperatura de operação: -10 °C a 25 °C
Fluido refrigerante: R-404A
Fluido de trabalho: 75% água e 25% etileno glicol (em volume)
Sistema de condensação: ventilação forçada
- **Banho de água quente (aquecedor)**
Quantidade: 1
Fabricante: MAQTERMO Indústria e Comércio Ltda.
Modelo: CTM 09 VM / 380V
Capacidade de aquecimento: 9,0 kW @ 80 °C
Temperatura de trabalho: -25 °C a 80 °C
Fluido de trabalho: 75% água e 25% etileno glicol (em volume)
- **Bomba de engrenagens**
Quantidade: 1
Fabricante: Micropump – Emerson

Modelo: GM-G25JF5S7
Vazão: 21,0 l/min @ 1750 rpm
Pressão diferencial máxima: 870 kPa
Temperatura de operação: -29 °C a 204 °C
Pressão de operação máxima: 6,9 MPa
Viscosidade de operação: $0,2 \times 10^{-4}$ a 2,5 Pa.s

- **Manômetros**
Quantidade: 2 (0-4 MPa) e 1 (0-6 MPa)
Fabricante: Swagelok
Modelo: PGI-63B-BG40-LBGX e PGI-63B-BG60-LBGX
Faixa de operação: 0-4 MPa e 0-6 MPa
- **Seção de teste**
Quantidade: 1
Fabricante: INCOMPLAST Polímeros e Metais Ltda.
Material: acrílico
Vedação: PTFE
Parafusos: aço inoxidável 316 L
- **Termopares da seção de teste**
Quantidade: 5
Fabricante: Omega
Modelo: tipo T cobre-constantan
Haste de imersão: 2,0 mm (diâmetro) e 150 mm (comprimento)
- **Termopares do circuito principal**
Quantidade: 4
Fabricante: Omega
Modelo: tipo T cobre-constantan
Haste de imersão: 1,6 mm (diâmetro) e 150 mm (comprimento)
- **Transdutor de concentração mássica**
Quantidade: 1
Fabricante: Newell Instruments, Inc.
Modelo: 630 refractometer sensor
Mistura de trabalho: R-134a e óleo POE ISO 10
Pressão de operação máxima: 6,8 MPa
Material: latão
Conexões elétricas: 9 VDC (alimentação) e 0-5VDC (saída)
- **Transdutor de pressão diferencial**
Quantidade: 1

- Fabricante: Rosemount – Emerson
Modelo: 3051S1CD3A2A11A1AM5D1Q4
Pressão diferencial de operação: -250 até 250 kPa
Pressão estática máxima de operação: 25 MPa
Temperatura de operação: -40 °C a 80 °C
Material: aço inoxidável 316 L
Conexões elétricas: 24 VDC (alimentação) e 4-20 mA (saída)
- **Transdutores de pressão manométrica**
Quantidade: 1 (0-2,5 MPa) e 2 (0-4 MPa)
Fabricante: WIKA
Modelo: P-30
Pressão de operação: (1) 0-2,5 MPa e (2) 0-4 MPa
Temperatura de operação: -20 °C a 105 °C
Material: aço inoxidável 316 L
Conexões elétricas: 24 VDC (alimentação) e 4-20 mA (saída)
 - **Transdutor de vazão mássica (Coriolis)**
Quantidade: 1
Fabricante: Micromotion – Emerson
Modelo: CMF025M314NQBZPZZZ
Faixa de vazão: 0 até 2180 kg/h
Pressão de operação máxima: 4 MPa
Temperatura de operação: -240 °C a 204 °C
Material: aço inoxidável 316 L
Conexões elétricas: 220 VAC (alimentação) e 4-20 mA (saída)
 - **Trocador de calor (aquecedor)**
Quantidade: 1
Fabricante: Alfa Laval
Modelo: CB30-34H-FS1S2S3S4ThreaExt1
Tipo: trocador de calor de placas de cobre brasado
Número de placas: 34
Temperatura de operação: -196 °C a 225 °C
Pressão de operação máxima: 4 MPa @ 90 °C
 - **Trocador de calor (condensador)**
Quantidade: 1
Fabricante: Alfa Laval
Modelo: CB14-30HS1S2S3S4ThreaExt3/4
Tipo: trocador de calor de placas de cobre brasado
Número de placas: 30
Temperatura de operação: -196 °C a 225 °C

Pressão de operação máxima: 3,3 MPa @ 150 °C

- **Válvulas, tubos e conexões**

Fabricantes: Hoke (válvulas micrométricas) e Swagelok
Materiais das válvulas: corpo de aço inoxidável 316 L e vedações de PTFE

Materiais dos tubos: aço inoxidável 316 L, latão e PFA

Materiais das conexões: aço inoxidável 316 L e latão

A.3 SISTEMA DE AQUISIÇÃO

- **Computador**

Placa-mãe: Intel DP55WB

Processador: Intel Core i7-860 com frequência de 2,8 GHz e 8Mb de memória cache

Memória RAM: Kingston 16 Gb @ 1333 MHz

Disco rígido: Western Digital SATA com capacidade de 640 Gb @ 7200 rpm

Placa de vídeo: Gainward 9800GT (512 Mb GDDR3)

Placa de aquisição: National Instruments PCI-6259

- **Sistema de aquisição**

Fabricante: National Instruments

Chassis: SCXI-1000

Comunicação com computador: SCXI-1349 (adaptador) e SHC68-68EPM (cabo blindado)

Módulos : SCXI-1102 (módulo de leitura de sinal em tensão com 32 canais), SCXI-1180 (acesso às funções da placa PCI-6259) e SCXI-1161 (módulo de comutação de uso geral com 8 canais),

Blocos terminais: SCXI-1303 (acesso ao módulo SCXI-1102) e SCXI-1302 (acesso ao módulo SCXI-1180)

Resistores: $249,00 \pm 0,25 \Omega$

A.4 ANÁLISE GRAVIMÉTRICA

- **Balança**

Quantidade: 1

Fabricante: SHIMADZU

Modelo: semi-analítica UX-4200H

Capacidade: 4200 g

Resolução: 0,01 g

- **Bomba de vácuo**

Quantidade: 1
Fabricante: Edwards
Modelo: E2M18
Deslocamento: 25 m³/h
Pressão absoluta mínima: 0,1 Pa

A.5 CÂMERA DE ALTA VELOCIDADE

- **Câmera de Alta Velocidade**

Fabricante: Vision Research
Modelo: Phantom V310

Taxa de aquisição: 3140 quadros por segundo na resolução de 1280 por 800 pixels.

Escala de cinza: 12 bits

- **Computador (para os equipamentos listados em A5 e A6)**

Fabricante: Dell

Modelo: Precision T5500

Processador: dois processadores Intel Xeon E5530 @ 2,40GHz

Memória RAM: 32 Mb

Placa de vídeo: NVIDIA Quadro K4000

- **Software (para os equipamentos listados em A5 e A6)**

Fabricante: Dantec Dynamics

Modelo: Dynamic Studio v. 3.41.38

- **Sistema de Iluminação (LED)**

Quantidade: 3

Fabricante: IDT Vision

Modelo: 19-LED Cluster

Iluminância: 4000 Lux para distância de 1,5 metros

A.6 SISTEMA PIV

- **Câmera**

Fabricante: JAI

Modelo: RM-4200CL

Resolução: 2048 pixels x 2048 pixels

Tamanho do pixel: 7,4 µm

Escala de cinza: 12 bits

- **Laser**

Fabricante: Litron

Modelo: NANO-L-200-15 de dupla cavidade
Taxa de repetição: 0 a 15 Hz por cavidade
Energia de saída: 200 mJ (por cavidade) para o comprimento de onda de 532 nm

- **Partícula traçadora**

Fabricante: Dantec Dynamics

Modelo: Rodamina B

Tamanho médio: 1 a 20 μm

- **Timer Box**

Fabricante: Dantec Dynamics

Modelo: 9080N0771

APÊNDICE B – ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

B.1 DEFINIÇÕES

Uma medição tem o objetivo de determinar o valor do mensurando, X , isto é, o valor da grandeza específica medida, acompanhado pela sua incerteza de medição, $u_c(X)$ (INMETRO, 2003):

$$X = X \pm u_c(X) \quad (\text{B.1})$$

A incerteza de medição pode ser dividida em duas partes: sistemática e aleatória. A incerteza sistemática, $b(X)$, refere-se as fontes de incerteza associadas aos instrumentos de medição, enquanto a incerteza aleatória, $s(X)$, refere-se as fontes de incertezas associadas as variações do mensurando ao longo de um determinado tempo de medição (MOFFAT, 1988; COLEMAN e STEELE, 2009).

A incerteza sistemática, $b(X)$, pode ser definida por meio do julgamento científico da variabilidade do parâmetro, a partir de dados do fabricante ou por um processo de calibração. Visto que os fabricantes fornecem a incerteza na sua forma expandida, $U_k(X)$, segundo um fator de abrangência específico, k , a incerteza sistemática é regredida por:

$$b(X) = \frac{U_k(X)}{k} \quad (\text{B.2})$$

A incerteza aleatória, $s(X)$, também conhecida por repetibilidade, é definida como o desvio padrão de N amostras:

$$s(X) = \left[\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.3})$$

onde i refere-se a cada uma das amostras e \bar{X} é a média das amostras:

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (\text{B.4})$$

A incerteza combinada do mensurando, $u_c(X)$, ao longo de um período de amostragem, Δt , é definida por:

$$u_c^2(X) = b^2(X) + s^2(X) \quad (\text{B.5})$$

Entretanto, o resultado final da medição deve ser apresentado em função da incerteza expandida, $U_k(X)$, obtida pela multiplicação entre a incerteza combinada, $u_c(X)$, e o fator de abrangência, k , conforme apresentado a seguir:

$$X = X \pm u_c(X) \cdot k = X \pm U_k(X) \quad (\text{B.6})$$

O fator de abrangência, k , é uma função do tipo da distribuição de probabilidade (geralmente normal) do parâmetro X , da confiabilidade desejada e da quantidade de medições realizadas. Neste trabalho, todos os dados foram apresentados segundo um nível de confiabilidade igual a 95% e, conseqüentemente, com um fator de abrangência igual a 1,96.

Segundo INMETRO (2003), a incerteza padrão combinada de um parâmetro calculado, $Y = f(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_n)$, levando-se em conta a propagação das incertezas combinadas dos mensurandos, \bar{X}_i , é calculada através da seguinte relação:

$$u_c^2(Y) = \sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 \cdot u^2(X_i) \right] + 2 \cdot \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial Y}{\partial X_i} \cdot \frac{\partial Y}{\partial X_j} \cdot u(X_i) \cdot u(X_j) \cdot r(X_i, X_j) \quad (\text{B.7})$$

onde $\partial Y / \partial X_i$ é o coeficiente de sensibilidade e $r(X_i, X_j)$ é a correlação entre os mensurandos X_i e X_j .

Considerando-se que os parâmetros físicos são mensurados sob alta frequência de aquisição (1 kHz), conforme descrito na Seção 3.5, e somente após o estabelecimento do regime permanente, conforme descrito na Seção 3.6, o valor mais representativo para parâmetro X é a sua média aritmética, \bar{X} :

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (\text{B.8})$$

Assim, o resultado final da medição para os valores médios de um determinado parâmetro, \bar{X} , é apresentado juntamente com a incerteza expandida, $U_k(\bar{X})$:

$$\bar{X} = \bar{X} \pm U_k(\bar{X}) \quad (\text{B.9})$$

B.2 INCERTEZAS DOS PARÂMETROS MEDIDOS

B.2.1. Parâmetros geométricos

As incertezas das medições do diâmetro e comprimento internos da seção de teste levaram em conta apenas o erro do instrumento. Os resultados são apresentados na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Incertezas das medições diâmetro e comprimento [mm].

Parâmetro	b	s	u_c	$U_{95\%}$
Diâmetro	0,1	-	0,1	0,2
Comprimento	0,1	-	0,1	0,2

B.2.2. Pressões

A incerteza sistemática da pressão absoluta é formada pela combinação da incerteza padrão do transdutor de pressão manométrica com a incerteza da curva de calibração. Em virtude da pouca variação da pressão atmosférica, sua incerteza foi desprezada. Desta forma, incerteza da medição da pressão absoluta é definida por:

$$b(p) = [b_{transd}^2(p) + b_{curva}^2(p)]^{1/2} = 0,5 \text{ kPa} \quad (\text{B.10})$$

As incertezas das medições de pressão absoluta, referente a todos os casos testados, são apresentadas na Tabela B.2.

Tabela B.2 – Incertezas das medições de pressão absoluta [kPa].

Caso	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$b(p)$	4,7	0,7	3,4	2,8	2,2	2,0	1,5	0,7	1,6	2,6
$s(p)$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$u_c(p)$	4,7	0,9	3,4	2,9	2,2	2,1	1,6	0,8	1,6	2,6
$U_{95\%}(p)$	9,2	1,7	6,7	5,6	4,4	4,0	3,0	1,6	3,2	5,2

A incerteza sistemática da medição da pressão diferencial é determinada a partir da incerteza expandida fornecida pelo fabricante do transdutor, segundo um grau de confiabilidade de 99%, conforme:

$$b(\Delta p) = \frac{U_{0,99}(p)}{k} = \frac{210}{3} = 70 \text{ Pa} \quad (\text{B.11})$$

Por simplicidade, apenas as incertezas expandidas das medições de pressão diferencial, referente a todos os casos testados, são apresentadas na Tabela B.3.

Tabela B.3 – Incertezas expandidas das medições de pressão diferencial [Pa].

Caso	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$U_{95\%}(\Delta p_{1-2})$	138	139	140	140	140	139	139	138	139	140
$U_{95\%}(\Delta p_{1-3})$	138	139	142	141	141	140	140	138	140	140
$U_{95\%}(\Delta p_{1-4})$	150	316	1572	1683	2381	2172	1455	339	1646	2659
$U_{95\%}(\Delta p_{1-5})$	171	346	673	634	1087	1683	723	219	1693	549
$U_{95\%}(\Delta p_{1-6})$	158	341	634	646	964	1492	740	238	1707	568
$U_{95\%}(\Delta p_{1-7})$	162	330	632	663	962	1685	728	236	1773	520
$U_{95\%}(\Delta p_{1-8})$	162	335	652	617	908	1646	721	223	1592	528

B.2.3. Temperatura

Os cinco termopares instalados na seção de teste foram calibrados, *in loco*, para a faixa de leitura de 25 a 45 °C. A calibração é composta de duas etapas: (i) comparação dos resultados das medições de temperatura entre os termopares, T_{termop} , e um termômetro de referência, T_{ref} , e (ii) ajuste dos resultados corrigidos a uma curva pelo método de redução dos mínimos quadrados. A incerteza da curva é dada por:

$$u_{curva} = \left[\frac{\sum (T_{ref} - T_{termop})^2}{N - (1 + CF)} \right]^{1/2} \quad (B.12)$$

onde N é a quantidade de pontos utilizados na calibração e CF é o grau da curva ajustada. Assim, a incerteza da temperatura passou a ser calculada por:

$$u_c^2(T) = b^2(T) + s^2(T) = u_{ref}^2(T) + u_{curva}^2(T) + s^2(T) \quad (B.13)$$

onde $u_{ref} = 0,055$ °C refere-se a incerteza do termômetro de referência.

Por simplicidade, apenas as incertezas expandidas das medições de temperatura, referente a todos os casos testados, são apresentadas na Tabela B.4.

Tabela B.4 – Incertezas expandidas das medições de temperatura [°C].

Caso	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$U_{95\%}(T n^{\circ}1)$	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13
$U_{95\%}(T n^{\circ}2)$	0,13	0,14	0,14	0,14	0,13	0,15	0,15	0,13	0,15	0,17
$U_{95\%}(T n^{\circ}6)$	0,13	0,13	0,13	0,13	0,14	0,13	0,13	0,13	0,14	0,13
$U_{95\%}(T n^{\circ}7)$	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,16	0,15	0,15	0,17	0,16
$U_{95\%}(T n^{\circ}8)$	0,13	0,13	0,13	0,13	0,15	0,20	0,15	0,16	0,26	0,23

B.2.4. Vazão mássica

A incerteza da medição da vazão mássica é determinada a partir da incerteza expandida fornecida pelo fabricante do transdutor, segundo um grau de confiabilidade de 99%. Assim,

$$b(\dot{m}) = \frac{U_{0,99}(\dot{m})}{k} = \frac{2,16}{3} = 0,72 \text{ kg/h} \quad (\text{B.14})$$

As incertezas das medições de vazão mássica, referente a todos os casos testados, são apresentadas na Tabela B.5.

Tabela B.5 – Incertezas das medições de vazão mássica [kg/h].

Caso	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$b(p)$	0,26	0,51	2,69	3,18	3,77	5,64	2,97	0,57	3,99	4,67
$s(p)$	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
$u_c(p)$	0,77	0,88	2,78	3,26	3,84	5,69	3,05	0,92	4,06	4,72
$U_{95\%}(p)$	1,50	1,73	5,45	6,40	7,53	11,14	5,99	1,80	7,95	9,26

B.3 INCERTEZAS DAS PROPRIEDADES

As propriedades (densidade e viscosidade) do fluido refrigerante R-134a puro foram avaliadas através do *software* REFPROP 9.1 (NIST, 2013). A incerteza combinada de uma propriedade do fluido refrigerante, $\psi_{R134A} = f(p, T)$, pode ser calculada pela propagação de incertezas conforme a relação a seguir:

$$u_{\psi_{R134a}}^2 = \left(\frac{\partial \psi_{R134a}}{\partial T} \right)^2 u_T^2 + \left(\frac{\partial \psi_{R134a}}{\partial p} \right)^2 u_p^2 + u_{\psi_{R134a,refprop}}^2 \quad (\text{B.15})$$

onde $u_{\psi_{R134a,refprop}}^2$ é a incerteza padrão associada a propriedade no *software* REFPROP 9.1 (NIST, 2013). As derivadas podem ser avaliadas por aproximações numéricas pelo teorema do limite.

As propriedades (densidade e viscosidade) do óleo lubrificante POE ISO 10 puro foram avaliadas a partir de medições experimentais realizadas por MARCELINO NETO (2006). As incertezas associadas a densidade e a viscosidade do óleo lubrificante puro são iguais a 10,0 kg/m³ e 0,001 Pa.s, respectivamente.

A densidade da mistura líquida, ρ , é definida pela regra dos volumes aditivos:

$$\rho = \left[\frac{(w_{R134a} \cdot 0,01)}{\rho_{r,l}} + \frac{(1 - w_{R134a} \cdot 0,01)}{\rho_{o,l}} \right]^{-1} \quad (\text{B.16})$$

onde $\rho_{r,l}$ e $\rho_{o,l}$ referem-se as densidades do refrigerante na fase líquida e do óleo, respectivamente.

A incerteza referente a densidade da mistura, ρ , pode ser escrita, com o auxílio da Eq. (B.7), conforme a seguinte relação:

$$u_c^2(\rho) = \left(\frac{\partial \rho}{\partial \rho_{r,l}} \right)^2 u^2(\rho_{r,l}) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial \rho_{o,l}} \right)^2 u^2(\rho_{o,l}) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial w_{R134a}} \right)^2 u^2(w_{R134a}) \quad (\text{B.17})$$

A viscosidade da mistura líquida, μ , é definida pela Eq. (4.1) descrita na seção 4.1. A respectiva incerteza, escrita a partir da Eq. (B.7), é apresentada a seguir:

$$u_c^2(\mu) = \left(\frac{\partial \mu}{\partial \mu_{r,l}} \right)^2 u^2(\mu_{r,l}) + \left(\frac{\partial \mu}{\partial \rho_{o,l}} \right)^2 u^2(\mu_{o,l}) + \left(\frac{\partial \mu}{\partial w_{R134a}} \right)^2 u^2(w_{R134a}) \quad (\text{B.18})$$

B.4 INCERTEZAS DOS PARÂMETROS CALCULADOS

B.4.1. Concentração mássica

A incerteza da concentração mássica está diretamente ligada a incerteza da medição das massas, já que a concentração mássica é determinada pela medição da massa do conjunto gravimétrico em diferentes situações (seção 3.4.5). A partir da Eq. (B.7), a incerteza da concentração mássica é escrita como:

$$\begin{aligned}
 & u_c^2(w_{R134a}) \\
 &= \left(\frac{\partial w_{R134a}}{\partial m_i}\right)^2 u^2(m_i) + \left(\frac{\partial w_{R134a}}{\partial m_{iii}}\right)^2 u^2(m_{iii}) \\
 &+ \left(\frac{\partial w_{R134a}}{\partial m_{iv}}\right)^2 u^2(m_{iv}) \\
 &+ 2 \frac{\partial w_{R134a}}{\partial m_i} \frac{\partial w_{R134a}}{\partial m_{iii}} u(m_i) u(m_{iii}) r(m_i, m_{iii}) \\
 &+ 2 \frac{\partial w_{R134a}}{\partial m_i} \frac{\partial w_{R134a}}{\partial m_{iv}} u(m_i) u(m_{iv}) r(m_i, m_{iv}) \\
 &+ 2 \frac{\partial w_{R134a}}{\partial m_{iii}} \frac{\partial w_{R134a}}{\partial m_{iv}} u(m_{iii}) u(m_{iv}) r(m_{iii}, m_{iv})
 \end{aligned} \tag{B.19}$$

As incertezas das medições de concentração mássica, referente a todos os casos testados, são apresentadas na Tabela B.6

Tabela B.6 – Incertezas das medições de concentração mássica de refrigerante na mistura [% kg_{R-134a}/kg_{mistura}].

Caso	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$u_c(w_{R-134a})$	0,00	0,30	0,29	0,25	0,21	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18
$U_{95\%}(w_{R-134a})$	0,00	0,59	0,56	0,48	0,42	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36

B.4.2. Fluxo mássico

O fluxo mássico, G , é calculado em função da vazão mássica, \dot{m} , e do maior diâmetro interno da seção de teste, D :

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi D^2} \tag{B.20}$$

Assim, partir da Eq. (B.7), a incerteza do fluxo mássico é escrita conforme:

$$u_c^2(G) = \left(\frac{\partial G}{\partial \dot{m}}\right)^2 u^2(\dot{m}) + \left(\frac{\partial G}{\partial D}\right)^2 u^2(D) \tag{B.21}$$

As incertezas calculadas para o fluxo mássico, referente a todos os casos testados, são apresentadas na Tabela B.7.

Tabela B.7 – Incertezas calculadas para o fluxo mássico [kg/m².s].

Caso	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$u_c(G)$	7,7	7,7	8,5	8,8	9,3	11,0	7,9	8,7	9,5	10,1
$U_{95\%}(G)$	15,1	15,2	16,7	17,3	18,2	21,5	15,4	17,1	18,6	19,7

B.4.3. Perfil de velocidade

A incerteza do cálculo do perfil de velocidade teórico, u , avaliado segundo o fluxo mássico, G , apresentado na seção 3.7, está associada ao diâmetro da tubulação, D , ao fluxo mássico, G e a densidade da mistura, ρ . A partir da Eq. (B.7), a incerteza do fator de atrito é escrita como:

$$u_c^2(u) = \left(\frac{\partial u}{\partial D}\right)^2 u^2(D) + \left(\frac{\partial u}{\partial G}\right)^2 u^2(G) + \left(\frac{\partial u}{\partial \rho}\right)^2 u^2(\rho) \quad (\text{B.22})$$

As incertezas calculadas para os perfis de velocidades teóricos, avaliados segundo os fluxos mássicos, exibidos na Figura 3.16, são apresentadas na Tabela B.8.

Tabela B.8 – Incertezas calculadas para os perfis de velocidades teóricos avaliados segundo os fluxos mássicos [m/s].

Posição ao longo do diâmetro do tubo [mm]	$Re = 569$		$Re = 816$	
	$u_c(u)$	$U_{95\%}(u)$	$u_c(u)$	$U_{95\%}(u)$
0	0,00	0,00	0,00	0,00
1	0,19	0,36	0,21	0,41
2	0,18	0,35	0,20	0,39
3	0,16	0,32	0,18	0,36
4	0,14	0,28	0,16	0,32
5	0,12	0,23	0,13	0,26
6	0,08	0,16	0,09	0,19
7	0,05	0,09	0,05	0,10
8	0,01	0,02	0,01	0,03
9	0,05	0,09	0,05	0,10
10	0,08	0,16	0,09	0,19
11	0,12	0,23	0,13	0,26
12	0,14	0,28	0,16	0,32
13	0,16	0,32	0,18	0,36
14	0,18	0,35	0,20	0,39
15	0,19	0,36	0,21	0,41
16	0,00	0,00	0,00	0,00

B.4.4. Pressões de saturação

A incerteza do cálculo pressão de saturação, p_{sat} , avaliada segundo a curva de saturação do fabricante (DIAS, 2012), conforme descrito na seção 4.1, está associada a temperatura, T , e a concentração mássica, w_{R-134a} . A partir da Eq. (B.7), esta incerteza é escrita como:

$$u_c^2(p_{sat}) = \left(\frac{\partial p_{sat}}{\partial T}\right)^2 u^2(T) + \left(\frac{\partial p_{sat}}{\partial w_{R134a}}\right)^2 u^2(w_{R134a}) \quad (B.23)$$

As incertezas calculadas para as pressões de saturação, p_{sat} , exibidas na Tabela 4.2, são apresentadas na Tabela B.9.

Tabela B.9 – Incertezas calculadas para as pressões de saturação avaliadas pela curva do fabricante [kPa].

Caso	p_{sat}	$u_c(p_{sat})$	$U_{95\%}(p_{sat})$
1	373	10	19
2	473	9	19
3	593	8	17
4	691	8	15
5	750	7	14

A incerteza do cálculo pressão de saturação, p_{sat} , avaliada segundo dados experimentais (MARCELINO NETO *et al.*, 2014), conforme descrito na seção 4.1, está associada a concentração mássica, w_{R-134a} , e a pressão de saturação do fluido refrigerante, $p_{sat,r}$. A partir da Eq. (B.7), esta incerteza é escrita como:

$$u_c^2(p_{sat}) = \left(\frac{\partial p_{sat}}{\partial w_{R134a}}\right)^2 u^2(w_{R134a}) + \left(\frac{\partial p_{sat}}{\partial p_{sat,r}}\right)^2 u^2(p_{sat,r}) \quad (B.24)$$

As incertezas calculadas para as pressões de saturação, p_{sat} , exibidas na Tabela 4.2, são apresentadas na Tabela B.10.

Tabela B.10 – Incertezas calculadas para as pressões de saturação avaliadas pela regressão de dados experimentais [kPa].

Caso	p_{sat}	$u_c(p_{sat})$	$U_{95\%}(p_{sat})$
1	373	6	11
2	473	5	9
3	593	4	7
4	691	3	7
5	750	3	7

APÊNDICE C – SISTEMA DE POSICIONAMENTO DO PIV

As análises dos campos de velocidade, obtidos através do sistema PIV, foram realizadas para o plano central longitudinal xy da terceira peça (Venturi) da seção de teste. A aquisição das imagens cruas de PIV na região escolhida exige, primeiramente, o correto alinhamento do laser em relação ao referido plano e, posteriormente, o ajuste da câmera digital paralelamente ao plano do laser.

A Figura C.1 apresenta o sistema de posicionamento do laser, nas três direções ortogonais (x , y e z), em relação a seção de teste. O feixe de laser é emitido pela extremidade de um braço extensor. Esta extremidade é posicionada em um suporte projetado para tal fim, abaixo da seção de teste, com a origem do feixe de laser direcionada verticalmente (eixo y) para cima. Um perfil de alumínio, fixado nas colunas laterais da bancada experimental, permite o deslocamento da origem do feixe de laser ao longo das direções x e y . Uma mesa de deslocamento, comumente utilizada em aplicações fotográficas, permite o deslocamento da origem do feixe de laser ao longo da direção z .

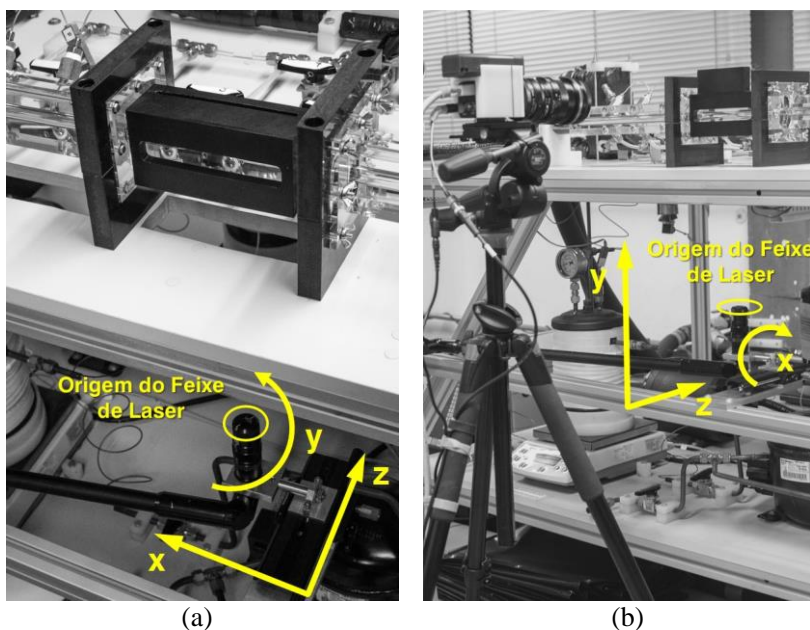


Figura C.1 – Esquema de montagem e posicionamento do laser junto à seção de teste.

O suporte permite a rotação da origem do feixe de laser em torno do eixo x , enquanto o próprio feixe de laser permite a rotação em torno do eixo y . Não há a necessidade de rotação em torno do eixo z já que o feixe de laser é formado por plano propriamente dito.

A ortogonalidade do alinhamento do feixe de laser ao plano de análise xy da seção de teste é verificado através da máscara apresentada na Figura C.2. Esta máscara possui uma abertura frontal com largura de 20 mm, para a visualização das imagens através da câmera digital, e outras duas aberturas, uma na superfície inferior e outra na superior, ambas com 5 mm de largura, para o alinhamento do feixe de laser. As três aberturas possuem comprimento igual 130 mm.

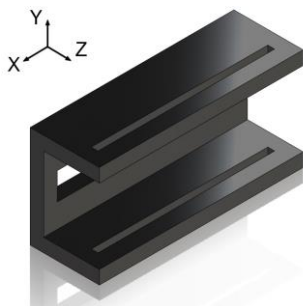


Figura C.2 – Máscara para verificação do alinhamento do feixe de laser ao plano de análise xy .

A Figura C.3 apresenta o sistema de posicionamento da câmera digital, nas três direções ortogonais (x , y e z), em relação à seção de teste. A câmera é instalada em um tripé fotográfico, acima de uma mesa de deslocamento comumente utilizada em aplicações fotográficas. O tripé, associado à mesa de deslocamento, permite o deslocamento da câmera nas três direções x , y e z . A rotação em relação aos eixos x e y é realizada por meio de um sistema de triangulação.

O sistema de triangulação é formado por uma trena digital, instalada abaixo da câmera concêntricamente ao eixo vertical do tripé, e pelo conjunto de giro da cabeça do tripé. A rotação da cabeça do tripé em relação ao eixo horizontal x permite o alinhamento da câmera em relação aos pontos de triangulação verticais (Figura C.3 a). A rotação da cabeça do tripé em relação ao eixo vertical y permite o alinhamento da câmera em relação aos pontos de triangulação horizontais (Figura C.3 b). A rotação da cabeça do tripé em relação ao eixo horizontal z não influi no

paralelismo entre a câmera e o plano do laser, mas permite a obtenção de um melhor enquadramento da imagem.

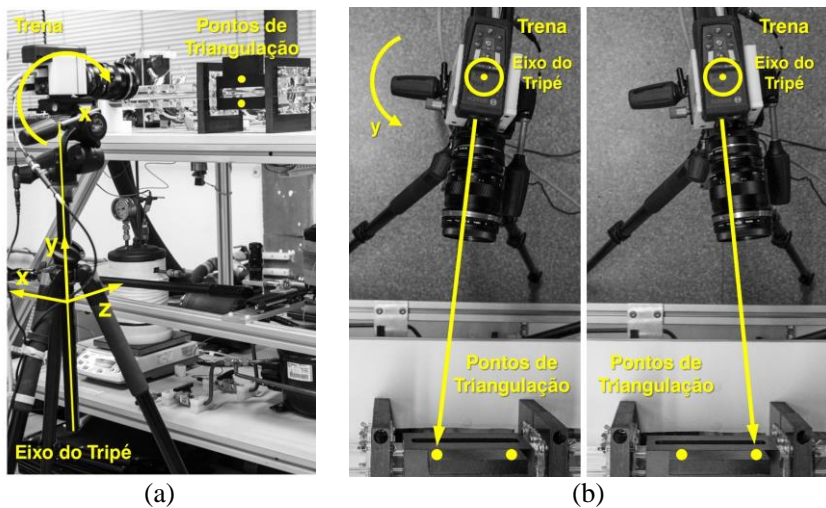


Figura C.3 – Esquema de montagem e posicionamento da câmera digital junto à seção de teste.