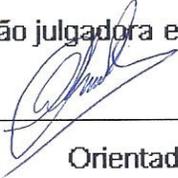


UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS

**Estudo Experimental da Transferência de
Calor no Escoamento Bifásico Intermitente
Horizontal**

Autor: Ivan Noville Rocha Corrêa Lima
Orientador: Antonio Carlos Bannwart

07/09

Este exemplar corresponde à redação final
da tese defendida por Ivan Noville
Rocha Corrêa Lima aprovada
pela comissão julgadora em 31/07/2009

Orientador

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS

Estudo Experimental da Transferência de Calor no escoamento Bifásico Intermitente Horizontal

Autor: **Ivan Noville Rocha Corrêa Lima**
Orientador: **Antonio Carlos Bannwart**

Curso: Ciências e Engenharia de Petróleo

Dissertação de Mestrado apresentada à Subcomissão de Pós-Graduação Interdisciplinar de Ciências e Engenharia de Petróleo (FEM e IG), como requisito para a obtenção do título de Mestre em Ciências e Engenharia de Petróleo.

Campinas, 2009
SP – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

L628e Lima, Ivan Noville Rocha Corrêa
Estudo experimental da transferência de calor no escoamento bifásico intermitente horizontal / Ivan Noville Rocha Corrêa Lima. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Antonio Carlos Bannwart.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências.

1. Calor - Transferência. 2. Calor - Convecção. 3. Calor - Coeficiente de transferência. 4. Escoamento bifásico. 5. Escoamento multifásico. I. Bannwart, Antonio Carlos. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências. III. Título.

Título em Inglês: Experimental study of the heat transfer in the intermittent horizontal two-phase flow pattern

Palavras-chave em Inglês: Heat transfer, Heat convection, Heat transfer coefficient, Two Phase Flow piping, Multiphase flow

Área de concentração: Exploração

Titulação: Mestre em Ciências e Engenharia de Petróleo

Banca examinadora: Osvaldo Vidal Trevisan, Ricardo Marques de Toledo Camargo

Data da defesa: 31/07/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

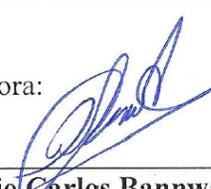
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

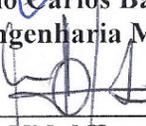
**Estudo Experimental da Transferência de
Calor no Escoamento Bifásico Intermitente
Horizontal**

Autor: **Ivan Noville Rocha Corrêa Lima**
Orientador: **Antonio Carlos Bannwart**

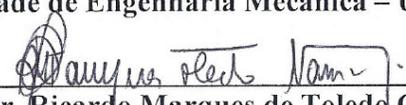
Banca Examinadora:



Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart, Presidente
Faculdade de Engenharia Mecânica - Unicamp



Prof. Dr. Osvaldo Vidal Trevisan
Faculdade de Engenharia Mecânica - Unicamp



Prof. Dr. Ricardo Marques de Toledo Camargo
Petróleo Brasileiro S.A. - Petrobras

Campinas, 31 de Julho de 2009

Dedicatória

Para a revisora, musa inspiradora e outras “oras” mais desta dissertação, Tatiana.

Agradecimentos

Esta dissertação é o resultado do trabalho de diversas pessoas que foram decisivas para que a mesma pudesse ser concluída; por essa razão, gostaria de expressar meus agradecimentos especialmente:

a Deus, por me confortar, dar força e ânimo para superar todas as dificuldades, além de iluminar o meu caminho;

à minha esposa, Tatiana, presença imprescindível para a conclusão deste Mestrado;

à Petrobras, pela oportunidade e incentivo, em especial aos engenheiros Ricardo Camargo, Iberê Alves, Valdir Estevam e Carlos Eduardo Longo;

ao professor Antônio Bannwart, pela orientação e discussões que tanto contribuíram para o andamento da pesquisa;

ao professor Fernando França, por abrir as portas para este trabalho;

aos meus pais, pelo eterno carinho e segurança afetiva;

à minha irmã, Catia, pela sua generosidade e espírito de colaboração;

ao Alcimar da Silveira do Departamento de Energia, e à equipe do Labpetro, coordenada por Natache Sassim, pelo comprometimento e trabalho executado, fundamentais na montagem do aparato experimental;

ao Fernando Grangeiro, pelos desenhos tridimensionais do aparato experimental e pelo tratamento das imagens obtidas;

à Vanessa Bizotto, pelo auxílio na obtenção das imagens utilizadas no texto;

aos colegas do DEP, pelos momentos agradáveis de convivência.

O saber deve ser como um rio, cujas águas doces, grossas, copiosas, transbordem do indivíduo, e se espraíem, estancando a sede dos outros. Sem um fim social, o saber será a maior das futilidades.

(Gilberto Freyre)

Resumo

NOVILLE, Ivan. *Estudo Experimental da Transferência de Calor no escoamento Bifásico Intermitente Horizontal*: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 118 p. Dissertação (Mestrado)

O presente trabalho tem por objetivo central a medição experimental do coeficiente de transferência de calor bifásico no padrão gás-líquido horizontal intermitente, por ser este um padrão muito comum nas operações de produção de petróleo.

Para alcançar esse objetivo, foi construído um aparato experimental consistindo de uma seção de testes alimentada por uma mistura pré-aquecida de ar e água, a diferentes pares de vazões e temperaturas de entrada. Para realizar a troca térmica, o tubo foi circundado por uma jaqueta de água gelada submetida a diversas vazões e temperaturas de entrada, formando, com o tubo central, uma seção de troca térmica de correntes paralelas.

A metodologia experimental consistiu em medir a taxa de transferência de calor do fluido interno para o fluido externo e, a partir da diferença média de temperatura entre o fluido quente e a parede, determinar o coeficiente de transferência de calor entre o fluido quente e a parede, para cada elenco de condições de operação. O procedimento foi realizado tanto para os ensaios em escoamento monofásico como para o escoamento bifásico. Os resultados para o coeficiente de transferência de calor do fluido quente foram comparados às correlações e aos modelos existentes e apresentaram resultados satisfatórios.

Palavras Chave

- Calor – Transferência, Calor – Convecção, Calor - Coeficiente de transferência, Escoamento bifásico, Escoamento multifásico.

Abstract

NOVILLE, Ivan. *Experimental Study of the heat transfer in the intermittent horizontal two-phase flow pattern*: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 118 p. Dissertação (Mestrado)

The main objective of the present work is the experimental measurement of the two-phase heat transfer coefficient in the intermittent horizontal gas-liquid flow pattern. This flow pattern is very common in oil production pipelines.

In order to reach this objective, an experimental apparatus was built, consisting of a test section fed with an air-water mixture pre-heated at different pairs of inlet flow rates and temperatures. In order to realize the heat transfer, the pipe was surrounded by a jacket containing cold water under various inlet flow rates and temperatures, forming with the central pipe a heat transfer section of parallel current.

The experimental methodology consisted of measuring the heat transfer rate from the internal to the external fluid, and from the average difference of the temperature between the hot fluid and the pipe wall, determine the heat transfer coefficient between the hot fluid and the pipe wall for each cast of operating condition. The procedure was carried through for both single phase and two-phase tests. The results of the heat transfer coefficients between the hot fluid were compared with some correlations and existing models and presented satisfactory results.

Key Words

- Heat transfer, Heat convection, Heat transfer coefficient, Two Phase Flow piping, Multiphase flow.

Índice

Lista de Figuras	xvii
Lista de Tabelas	xxi
Nomenclatura.....	xxiii
Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1. Objetivo.....	9
Capítulo 2	11
Revisão Bibliográfica.....	11
2.1. Modelo Hidrodinâmico	11
2.2. Modelo de Transferência de Calor.....	20
Capítulo 3	39
Descrição do Aparato Experimental	39
3.1. Características Gerais do Sistema	39
3.1.1. <i>Sistema de Injeção de Líquido</i>	41
3.1.2. <i>Sistema de Injeção de Ar Comprimido</i>	43
3.1.3. <i>Sistema de Refrigeração</i>	47
3.1.4. <i>Sistema de Troca Térmica</i>	49
3.1.5. <i>Sistema de Aquisição de Dados</i>	57
3.1.6. <i>Sistema de Visualização</i>	60
3.2. Aferição de Instrumentos	62
3.2.1. <i>Medidor de Vazão de Líquido</i>	62
3.2.2. <i>Medidor de Vazão de Água Gelada</i>	62
3.2.3. <i>Medidor de Vazão de Ar</i>	63
3.2.4. <i>Sensor de Pressão</i>	65

3.2.5. <i>Sensor de Temperatura</i>	67
3.2.6. <i>Filmagem</i>	70
3.3. Procedimento Experimental.....	70
3.3.1. <i>Ensaio com Escoamento Monofásico (água)</i>	70
3.3.2. <i>Ensaio com Escoamento Bifásico (água e ar)</i>	72
3.3.3. <i>Filmagem do Escoamento Bifásico</i>	74
Capítulo 4	77
Resultados e Discussões.....	77
4.1. Cálculo do h_{TP} obtido experimentalmente.....	78
4.2. Resultados para o Escoamento Monofásico.....	82
4.3. Resultados para o Escoamento Bifásico.....	88
4.4. Resultados das Características Hidrodinâmicas.....	95
Capítulo 5	99
Conclusões e Recomendações.....	99
5.1. Conclusões.....	99
5.2. Recomendações.....	100
Referências Bibliográficas	102
Apêndice A	108
Análise das Incertezas Experimentais.....	108
Apêndice B	115
Propriedade dos Fluidos.....	115
Apêndice C	116
Variáveis Medidas nos Ensaio.....	116
Apêndice D	118
Parâmetros Hidrodinâmicos Calculados.....	118

Lista de Figuras

Figura 1.1: escoamento bifásico na tubulação.	1
Figura 1.2: Esquema simplificado de produção no mar.	2
Figura 1.3: Velocidades no duto.	3
Figura 1.4: Padrões de escoamento horizontal.	4
Figura 1.5: Mapa representativo dos padrões de escoamento.	5
Figura 1.6: Bloqueio do duto por formação de hidratos.	6
Figura 1.7: Bloqueio do duto por deposição de parafina.	6
Figura 1.8: Duto submarino isolado.	7
Figura 1.9: Sistema de transferência de petróleo entre plataformas com aquecimento elétrico.	7
Figura 1.10: Duto com aquecimento elétrico.	8
Figura 2.1: Variáveis hidrodinâmicas do padrão de escoamento intermitente.	12
Figura 2.2: Interface entre o filme de líquido e a bolha alongada de gás.	17
Figura 2.3: Correlação para o escoamento horizontal turbulento sugerida por Shah (1981).	25
Figura 3.1: Esquema do aparato experimental.	40
Figura 3.2: Ilustração do sistema de injeção de líquido.	42
Figura 3.3: Foto dos tanques e do conjunto bomba e motor do sistema de injeção de líquido.	42
Figura 3.4: Ilustração do sistema de injeção de ar comprimido.	44
Figura 3.5: Esquema do tubo medidor de vazão do sistema de ar comprimido.	45
Figura 3.6: Foto do sistema de injeção de ar comprimido.	46
Figura 3.7: Esquema da seção reta do tubo de injeção de ar comprimido.	46
Figura 3.8: Foto do tubo de injeção de ar comprimido.	47
Figura 3.9: Ilustração do circuito de refrigeração.	48
Figura 3.10: Esquema do sistema de troca térmica.	49
Figura 3.11: Sistema de troca térmica instalado.	49

Figura 3.12: Esquema da seção de troca térmica.....	50
Figura 3.13: Foto do flange no sistema de troca térmica.....	51
Figura 3.14: Esquema dos dentes de bronze.....	52
Figura 3.15: Foto dos termopares antes de serem instalados.	52
Figura 3.16: Vista lateral da localização dos termopares.	53
Figura 3.17: Vista frontal da localização dos termopares.	54
Figura 3.18: Foto do flange de entrada do sistema de troca térmica.	55
Figura 3.19: Foto dos termopares instalados no flange de entrada.	56
Figura 3.20: Foto do equipamento de aquisição de dados.....	57
Figura 3.21: Esquema geral da aquisição de dados.....	58
Figura 3.22: Foto do sistema de aquisição de dados.	58
Figura 3.23: Esquema da conexão dos sensores no módulo de corrente NI 9203.	59
Figura 3.24: Esquema da conexão de um termopar no canal do módulo de tensão NI 9219.....	59
Figura 3.25: Foto dos equipamentos utilizados na filmagem.....	61
Figura 3.26: Foto da seção de acrílico.....	62
Figura 3.27: Curva de calibração do LFE utilizado.....	64
Figura 3.28: Curva de aferição do sensor de pressão local de ar.....	66
Figura 3.29: Curva de aferição do sensor do diferencial de pressão no medidor de vazão de ar..	66
Figura 3.30: Curva de aferição do sensor do diferencial de pressão na seção de troca térmica....	67
Figura 3.31: Curva de aferição do sensor de pressão local na seção de troca térmica.	67
Figura 3.32: Mapa de Taitel e Dukler (1976) com a faixa de operação dos ensaios.....	73
Figura 3.33: Medidas de comprimento, (a) no primeiro quadro em que a frente da bolha aparece na tela; (b) no último quadro em que a frente da bolha aparece na tela.	75
Figura 4.1: Localização das variáveis das equações 4.2 e 4.4.....	80
Figura 4.2: Comportamento típico dos sinais de temperatura em todos os ensaios.	85
Figura 4.3: Comportamento típico dos sinais dos medidores de vazão em todos os ensaios.....	85
Figura 4.4: Comparação entre os resultados experimentais e os calculados nos ensaios monofásicos.....	86
Figura 4.5: Variação do h_{TP} em função do Re_{SL} e Re_{SG}	90
Figura 4.6: Variação do h_{TP} em função do U_{SL} e U_{SG}	91
Figura 4.7: Comparação entre os resultados experimentais e calculados nos ensaios bifásicos. ...	91

Figura 4.8: Comportamento da razão $h_{TP-CALC}/h_{TP-EXPER}$ em função da razão $\Delta T_E/\Delta T_S$	93
Figura 4.9: Comparação entre os resultados experimentais e calculados pelo modelo.....	94
Figura 4.10: Bolha alongada de gás com o filme de líquido abaixo (ensaio 1 da filmagem).	97

Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Valores das constantes.....	33
Tabela 2.2: Característica dos modelos de transferência de calor.....	35
Tabela 2.3: Tabela cronológica dos artigos.....	36
Tabela 3.1: Características da tubulação do aparato experimental.....	41
Tabela 3.2: Características dos equipamentos de bombeamento.	42
Tabela 3.3: Propriedades do aquecedor.....	43
Tabela 3.4: Propriedades do medidor de vazão de líquido.....	43
Tabela 3.5: Propriedades do compressor de ar.....	44
Tabela 3.6: Propriedades do medidor de vazão de ar.....	45
Tabela 3.7: Propriedades do computador de vazão de ar.....	45
Tabela 3.8: Propriedades dos sensores de pressão.....	46
Tabela 3.9: Especificação do tubo de injeção de ar comprimido.....	47
Tabela 3.10: Propriedades do <i>chiller</i> e do medidor de vazão de água gelada.....	49
Tabela 3.11: Identificação dos termopares.....	54
Tabela 3.12: Característica dos termopares.....	55
Tabela 3.13: Características dos sensores do sistema de troca térmica.....	56
Tabela 3.14: Características do equipamento de aquisição de dados.....	57
Tabela 3.15: Características do sistema de aquisição de dados.....	58
Tabela 3.16: Características dos equipamentos utilizados na aferição.....	69
Tabela 4.1: Propriedade dos fluidos.....	78
Tabela 4.2: Principais variáveis medidas e calculadas durante os ensaios monofásicos.....	84
Tabela 4.3: Faixa de valores de alguns parâmetros durante os ensaios.....	86
Tabela 4.4: Faixa de valores das diferenças entre o resultado experimental e calculado.....	87

Tabela 4.5: Principais variáveis medidas e calculadas durante os ensaios bifásicos.	88
Tabela 4.6: Faixa de valores de alguns parâmetros durante os ensaios bifásicos.	89
Tabela 4.7: Faixa de valores dos desvios entre o resultado bifásico experimental e calculado. ...	92
Tabela 4.8: Faixa de valores dos desvios entre o resultado bifásico experimental e calculado pelo modelo de Camargo (1991) e com a alteração proposta.	95
Tabela 4.9: Vazões mássicas dos ensaios filmados.	95
Tabela 4.10: Comparação entre a filmagem e o modelo para U_t e U_p	96
Tabela 4.11: Comparação entre a filmagem e o modelo para L_f e L_p	96
Tabela 4.12: Comparação entre a filmagem e o modelo para v_u	96
Tabela A.1: Incertezas dos sensores.	108
Tabela A.2: Incertezas calculadas para os ensaios monofásicos.	113
Tabela A.3: Incertezas calculadas para os ensaios bifásicos.	113
Tabela B.1: Propriedade dos fluidos em todos os ensaios.	115
Tabela C.1: Variáveis medidas durante os ensaios monofásicos.	116
Tabela C.2: Variáveis medidas durante os ensaios bifásicos.	117
Tabela D.1: Parâmetros hidrodinâmicos calculados durante os ensaios bifásicos.	118

Nomenclatura

<i>Letras Latinas</i>		Unidades
A	Área	m ²
B	Constante de aferição do sensor de vazão de ar	
C	Constante de aferição do sensor de vazão de ar	
C ₀	Coefficiente de distribuição	
C _p	Calor específico a pressão constante	J/kg.K
D	Diâmetro hidráulico	m
DE	Diâmetro externo	m
DI	Diâmetro interno	m
DP	Diferencial de pressão	Pa
f	Fator de atrito	
F _p	Fator de padrão de escoamento	
Fr	Número de Froude	
F _s	Fator de forma	
g	Aceleração da gravidade	m/s ²
h	Coefficiente de transferência de calor	W/(m ² .K)
k	Condutividade térmica	W/(m.K)
L	Comprimento	m
m	Vazão mássica	kg/s
n	Número de quadros durante a filmagem	
Pr	Número de Prandtl	

q	Fluxo de calor	W
Q	Vazão volumétrica	m ³ /s
r	Raio da tubulação	m
r _e	Raio externo	m
r _i	Raio interno	m
R	Fração de líquido	
Re	Número de Reynolds	
S	Perímetro	m
t	Tempo	s
T	Temperatura	K
\bar{T}	Temperatura média	K
u	Velocidade em relação a U _t	m/s
U	Velocidade	m/s
V	Variável da equação A.1	
x	Titulo da mistura	

Letras Gregas

α	Fração de vazio	
ε	Rugosidade	
δ	Espessura	M
μ	Viscosidade dinâmica	Pa·s
ρ	Densidade	kg/m ³
σ	Tensão superficial	N/m
τ	Tensão de cisalhamento	N/m ²
ν	Frequência	Hz

Sobrescritos

m	Constante da equação 2.53
n	Constante da equação 2.53

p	Constante da equação 2.53
q	Constante da equação 2.53

Subscritos

AG	Água gelada
B	Bolha de gás no pistão de líquido
c	Cobre
d	Propagação das bolhas alongadas no líquido estagnado
Ext	Externo
f	Filme de líquido abaixo da bolha alongada de gás
fE	Equilíbrio do filme de líquido
ff	Final do filme de líquido
G	Gás
i	Interface entre o filme de líquido e a bolha alongada de gás
i'	Numeração do termopar sem estar aferido
iso	Isolamento
L	Líquido
local	Condições locais de volume
M	Mistura
máx	Máximo
mín	Mínimo
p	Pistão
P	Parede
PE	Parede na entrada
PL	Parede do líquido
PS	Parede na saída
seco	Gás seco
std	<i>Standard</i>
SL	Superficial do líquido
SG	Superficial do gás

t	Célula unitária
TP	Bifásico (<i>Two Phase</i>)
TT	Troca térmica
u	Célula unitária ou unidade do escoamento intermitente

Abreviaturas

ANM	Árvore de Natal Molhada
DP	<i>Diferencial Pressure</i> (Pressão Diferencial)
FPSO	<i>Floating Production Storage Offloading</i>
LFE	<i>Laminar Flow Element</i>
SS	Semi-Submersível

Capítulo 1

Introdução

O escoamento multifásico ocorre quando uma mistura de duas ou mais fases (sólido, líquido ou gás), que não se encontram totalmente diluídas, escoam simultaneamente numa dada geometria. Esse escoamento pode ser encontrado em diversos ramos da atividade industrial, dentre os quais, podem-se citar as indústrias química, alimentícia, de geração de energia nuclear, de processamento de materiais e de extração de petróleo, constituindo-se esta última no foco principal deste trabalho. O entendimento do comportamento físico desse escoamento é de vital importância, para a otimização dos processos, para a segurança e para o projeto dos equipamentos envolvidos.

No caso particular da indústria de extração de petróleo, o escoamento multifásico envolve o transporte de fluidos nas fases líquida (óleo e água) e gasosa, eventualmente apresentando partículas de areia dispersas. Esse escoamento multifásico se dá desde a coluna do poço até a estação coletora, onde as fases são separadas. Tradicionalmente na indústria, quando se faz referência ao escoamento multifásico (água, óleo e gás), muitas vezes é suficiente considerar apenas duas fases escoando (escoamento bifásico), em que uma das fases é gasosa e a outra líquida. A Figura 1.1 ilustra o escoamento bifásico na tubulação.

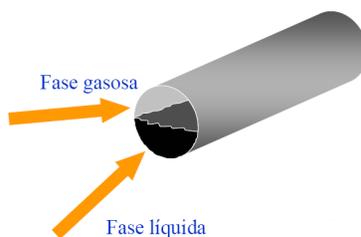


Figura 1.1: Escoamento bifásico na tubulação.
Fonte: Material do Curso Eng. Petróleo PUC-Rio.

Na indústria de extração de petróleo sempre existirão pelo menos duas fases escoando simultaneamente. Essas duas fases são formadas pelo óleo e o gás que sai de solução do óleo, ou pelo gás e o condensado do gás, em um campo de petróleo ou em um campo de gás, respectivamente. Sendo assim, o estudo do escoamento bifásico é de extrema importância para o dimensionamento termo-hidráulico dos equipamentos envolvidos na indústria de extração de petróleo.

Atualmente, no Brasil, os campos de petróleo *offshore* (no mar) respondem por cerca de 85% da produção de óleo bruto. A produção dos campos de petróleo no mar faz com que o gás e as fases líquidas sejam transportados por longas distâncias horizontais ou ligeiramente inclinadas, antes de serem separados. Desse modo, o escoamento bifásico horizontal do poço à plataforma, ou diretamente a terra, consiste em uma característica importante na produção dos poços nacionais. A Figura 1.2 ilustra um esquema simplificado de produção no mar, com os dutos de produção horizontais ou ligeiramente inclinados e mais alguns equipamentos submarinos utilizados.

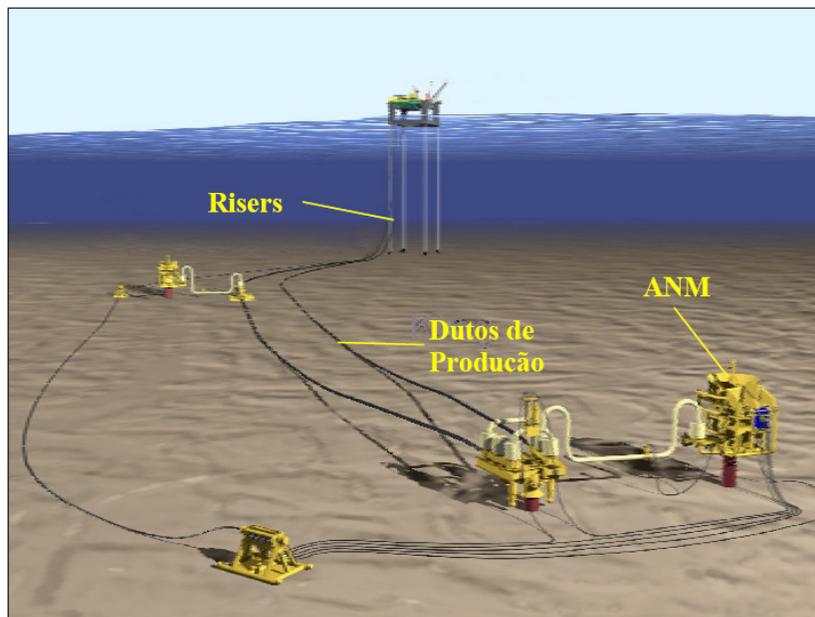


Figura 1.2: Esquema simplificado de produção no mar.
Fonte: Villela (2004).

Ao longo do caminho entre o poço e a plataforma, as fases podem se arranjar em diversas configurações na tubulação, passando de um padrão de escoamento para outro, ou seja, pode haver uma sucessão de padrões. O tipo de padrão de escoamento em cada trecho do duto é dependente do diâmetro e da inclinação do duto, das frações volumétricas das fases no trecho de interesse e das propriedades das fases, sendo que o padrão de escoamento depende principalmente das velocidades do gás, do líquido e da relação gás/líquido. A Figura 1.3 representa as diferentes velocidades com que os fluidos escoam.



Figura 1.3: Velocidades no duto.

Fonte: Material do Curso Eng. Petróleo PUC-Rio.

Cada padrão tem influência direta sobre parâmetros importantes na previsão de um escoamento, tais como a perda de carga e a transferência de calor para o ambiente. Por isso, o conhecimento do padrão de escoamento existente é fundamental para os cálculos relacionados ao escoamento bifásico.

O escoamento bifásico pode ocorrer em trechos verticais, inclinados ou horizontais. Em dutos horizontais e inclinados, a determinação do padrão de escoamento torna-se mais complexa, devido à assimetria do escoamento causada pela ação da gravidade – somente o escoamento horizontal será estudado neste trabalho.

Em uma tubulação horizontal, os padrões de escoamento mais aceitos na literatura podem ser divididos em quatro tipos básicos, listados a seguir:

- padrão de escoamento estratificado;
 - liso;
 - ondulado;
- padrão de escoamento intermitente;

- bolhas alongadas;
- golfadas;
- padrão de escoamento anular;
- padrão de escoamento de bolhas dispersas.

A Figura 1.4 ilustra os padrões descritos:

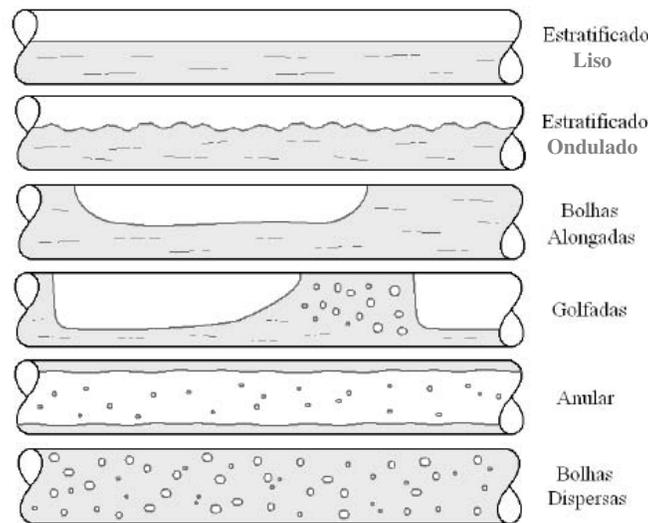


Figura 1.4: Padrões de escoamento horizontal.

Fonte: Provenzano (2007).

No dimensionamento dos dutos submarinos horizontais para campos de petróleo, é usual manter-se a velocidade superficial do líquido (U_{SL}) entre 1 e 2 m/s. Essas velocidades são mantidas com o objetivo de evitar uma elevada perda de carga por atrito ao longo do duto quando se opera com velocidades maiores e possíveis instabilidades do escoamento causadas quando se opera com velocidades do líquido menores, como por exemplo, o acúmulo de líquido na base do *riser*. Por outro lado, para o gás, é usual tentar evitar que ele atinja velocidades superficiais (U_{SG}) maiores que 10 m/s com o objetivo de também impedir elevadas perdas de carga por atrito ao longo do escoamento.

Devido às velocidades do líquido e do gás usualmente adotadas nos campos de petróleo, é possível perceber pela Figura 1.5, que o padrão de escoamento intermitente, bolhas alongadas e

golfadas, destaca-se por ser muito comum. Vale ressaltar que a sua modelagem teórica é bastante complexa, em virtude de se tratar de um padrão de escoamento eminentemente pulsante.

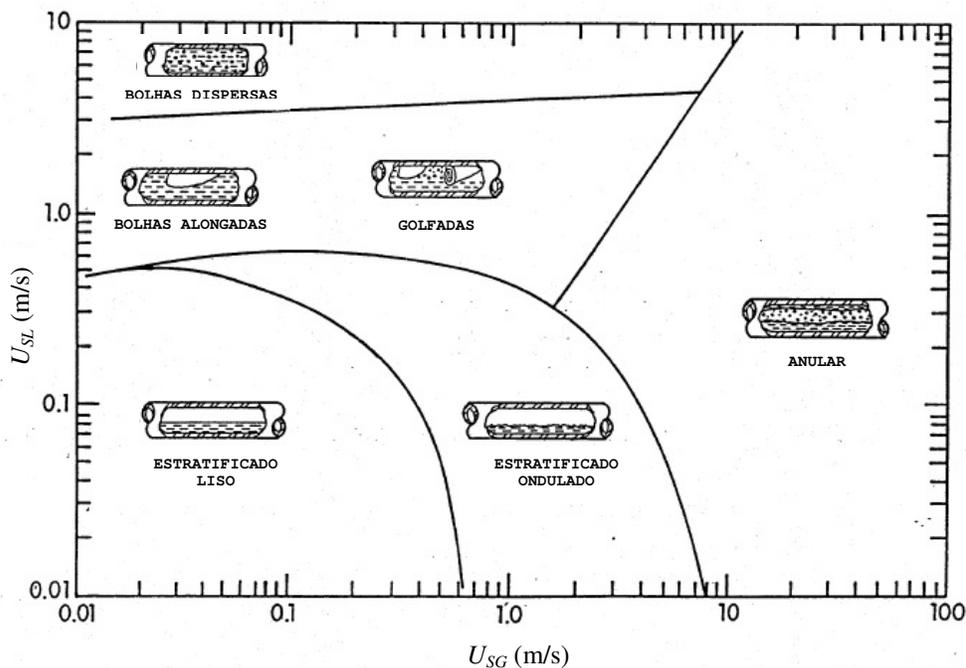


Figura 1.5: Mapa representativo dos padrões de escoamento.
Fonte: Material do Curso Eng. Petróleo PUC-Rio.

Outro aspecto muito importante, atualmente, é o fato de que, com o crescimento da exploração de reservas de hidrocarbonetos localizadas sob águas profundas no Brasil, tem sido colocada em pauta a necessidade de maiores estudos na área de transferência de calor de escoamentos bifásicos em dutos.

Nos dutos submarinos utilizados para produção dos campos de petróleo no mar, o controle da transferência de calor do fluido para o ambiente externo pode ser um fator determinante para o escoamento da produção de petróleo. No caso de produção em águas profundas, o fluido aquecido perde calor para a água do mar gelada. Por exemplo, em alguns campos de produção o petróleo sai do reservatório com temperaturas maiores do que 75°C , enquanto a temperatura ambiente do fundo do mar existente em grandes profundidades chegam a atingir 4°C .

Esse efeito é mais relevante no trecho do duto submarino horizontal, também chamado de *flowline*, em que a tubulação fica exposta a temperaturas muito baixas no fundo do mar. Cabe ressaltar que a velocidade de escoamento do fluido exerce papel relevante na transferência de calor com o meio ambiente, por isso o estudo para determinação dos padrões de escoamento descritos anteriormente é importante para calcular a temperatura do fluido.

Dessa forma, o conhecimento do gradiente de temperatura nos dutos submarinos, em que há grande variação de temperatura, é tão importante quanto conhecer o gradiente de pressão. Isso acontece porque a temperatura não só afeta as propriedades físicas que tem efeito sobre o gradiente de pressão, como a viscosidade e a massa específica, mas também sobre fenômenos físicos governados por processos termodinâmicos, como a cristalização de parafinas, a precipitação de alcatrões, a formação de hidratos etc., o que pode levar ao bloqueio do duto e à interrupção de produção, como mostrado na Figura 1.6 e na Figura 1.7.



Figura 1.6: Bloqueio do duto por formação de hidratos.
Fonte: Arquivo da Petrobras.



Figura 1.7: Bloqueio do duto por deposição de parafina.
Fonte: Barrera (2005).

Devido as consequências causadas pelas baixas temperaturas, tornou-se então necessário o desenvolvimento de novas tecnologias para tornar viável a produção dos campos de petróleo no mar. O isolamento térmico do duto é a tecnologia mais utilizada para controlar as perdas de produção relacionadas à transferência de calor durante a operação em regime permanente e, dessa forma, prevenir a formação de hidratos e de parafinas. A Figura 1.8 mostra uma ilustração e uma foto de um duto submarino com isolamento térmico.



Figura 1.8: Duto submarino isolado.
Fonte: Arquivo da Petrobras.

Outras tecnologias também vêm sendo desenvolvidas para permitir o escoamento bifásico em águas cada vez mais profundas e em distâncias cada vez mais longas (mais de 10 km) entre as plataformas e entre o poço e a plataforma. Um desses métodos caracteriza-se pelo aquecimento por meio de dois cabos elétricos, colocados na superfície externa do tubo interno. Um sistema típico de transferência de petróleo entre plataformas em campos de petróleo no mar, utilizando aquecimento elétrico no trecho horizontal do duto submarino, está ilustrado na Figura 1.9. Na Figura 1.10, os cabos elétricos utilizados para o aquecimento do duto encontram-se em meio ao isolamento térmico passivo.

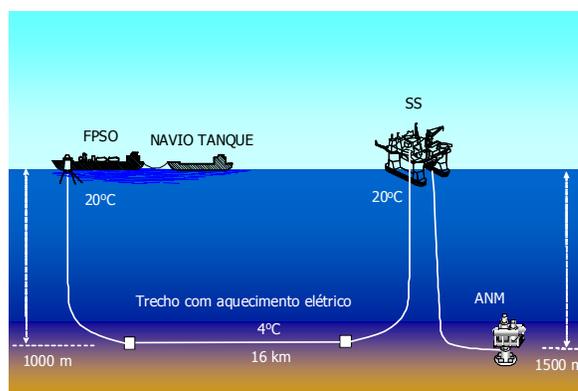


Figura 1.9: Sistema de transferência de petróleo entre plataformas com aquecimento elétrico.
Fonte: Arquivo da Petrobras.

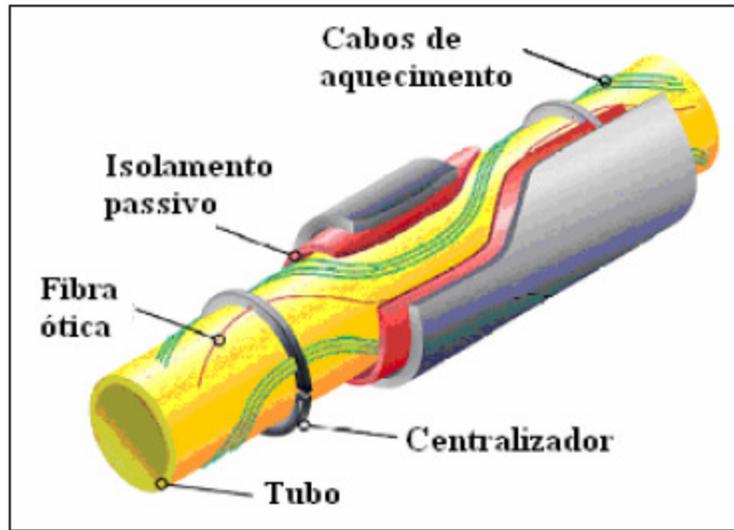


Figura 1.10: Duto com aquecimento elétrico.
Fonte: Adaptado de Duverger, Denniel e Howard (2006).

Como as tecnologias utilizadas para controlar as perdas relacionadas à transferência de calor têm um custo bastante elevado, é necessário ter uma estimativa precisa da transferência de calor que ocorre durante o escoamento bifásico para que, com isso, possa ser feito um dimensionamento mais correto das reais necessidades da operação. No caso do aquecimento elétrico do duto submarino, é de fundamental importância o conhecimento da transferência de calor por convecção interna, já que esse é o fenômeno dominante nessa tecnologia.

Resumindo: o estudo da transferência de calor permite a determinação de uma distribuição longitudinal de temperaturas do escoamento bifásico mais confiável e, certamente, também permitirá uma melhor caracterização do escoamento no duto.

A transferência de calor pode ser definida como a transferência de energia de uma região para outra, resultado de uma diferença de temperatura entre elas. A literatura reconhece três modos distintos de transmissão de calor: condução, radiação e convecção. Desses três modos, a convecção é admitida como o mecanismo de transferência de calor dominante entre o fluido e a parede do duto durante o escoamento em dutos submarinos. Esse fenômeno ocorre tanto externamente, com a água do mar, quanto internamente ao duto, com o escoamento bifásico.

A efetividade da transferência de calor por convecção interna depende, em grande parte, do movimento de mistura do fluido. Conseqüentemente, um estudo da transferência convectiva interna de calor fundamenta-se no conhecimento das características do padrão de escoamento.

O presente trabalho está dividido em seis capítulos. No Capítulo 1 é realizada uma breve introdução sobre o tema da pesquisa e também é descrito o objetivo deste estudo. No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica dos trabalhos publicados sobre a modelagem da transferência de calor no escoamento bifásico intermitente horizontal, assim como, sobre a modelagem hidrodinâmica utilizada para este estudo. No Capítulo 3 é descrito o aparato experimental construído e os procedimentos experimentais adotados. Já no Capítulo 4 é detalhado o método utilizado para calcular o coeficiente de transferência de calor experimental e os resultados são apresentados, comparados e discutidos. Finalmente, no Capítulo 5 é realizada uma conclusão do estudo e são apresentadas recomendações para futuras pesquisas no assunto.

1.1. Objetivo

O objetivo do presente trabalho é construir um aparato experimental robusto e confiável, no Labpetro da Unicamp, de forma a obter a medição do coeficiente de transferência de calor bifásico, h_{TP} , através desse aparato. Este é importante devido à complexidade para avaliar o h_{TP} , que depende de diversos fatores como a geometria da superfície, o perfil de velocidade, as propriedades físicas do fluido, entre outros, além da pouca disponibilidade de dados na literatura consultável. Para alcançar o objetivo deste estudo, o aparato experimental é construído, validado e aprimorado com experimentos monofásicos e bifásicos. Os resultados obtidos são comparados a modelos teóricos propostos na literatura, de forma a conhecer melhor o fenômeno da transferência de calor no escoamento intermitente horizontal.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Neste capítulo, serão discutidas as principais referências da literatura disponível que contribuíram para a elaboração do presente trabalho. A revisão bibliográfica apresentada neste capítulo é dividida em duas partes. Na primeira, apresentam-se os modelos hidrodinâmicos com uma descrição detalhada no que se refere à modelagem adotada; na segunda parte, apresentam-se os modelos de transferência de calor de uma forma mais abrangente, sendo que os principais modelos, ora utilizados, são melhor detalhados.

A modelagem hidrodinâmica do escoamento bifásico intermitente possui diversos trabalhos publicados, independente do que ocorre na modelagem de transferência de calor, que possui um número muito mais reduzido de trabalhos publicados. Além do mais, os estudos da transferência de calor em escoamento bifásico são em sua maioria voltados para escoamentos verticais. Dessa forma, há ainda muito a ser estudado no que se refere à transferência de calor no escoamento horizontal. Por isso, o aparato experimental desenvolvido tem o objetivo de contribuir para a melhor compreensão desse fenômeno.

2.1. Modelo Hidrodinâmico

A modelagem hidrodinâmica é de fundamental importância no cálculo da transferência de calor no escoamento intermitente, devido a sua complexidade, causada pela intermitência temporal.

Nesta seção será dada ênfase ao modelo hidrodinâmico utilizado por Camargo (1991) e Franca *et al.* (2008), de modo a poder acoplá-lo ao cálculo da transferência de calor. Esse modelo consiste em uma célula unitária do padrão de escoamento intermitente, proposta por Dukler e Hubbard (1975) e, posteriormente, aprimorada por Taitel e Barnea (1990), dentre outros autores. Esse modelo é baseado na solução unidimensional das equações de conservação de massa e momento aplicadas ao volume de controle, considerando duas estruturas que formam a célula unitária: o pistão de líquido aerado e o filme de líquido, sobre o qual escoam a bolha alongada de gás. A Figura 2.1 demonstra, esquematicamente, as duas estruturas hidrodinâmicas que formam a célula unitária do padrão de escoamento intermitente. Cada estrutura tem a sua própria topologia, e a intermitência temporal do padrão de escoamento intermitente ocorre devido à alternância dessas duas estruturas na seção transversal do duto.

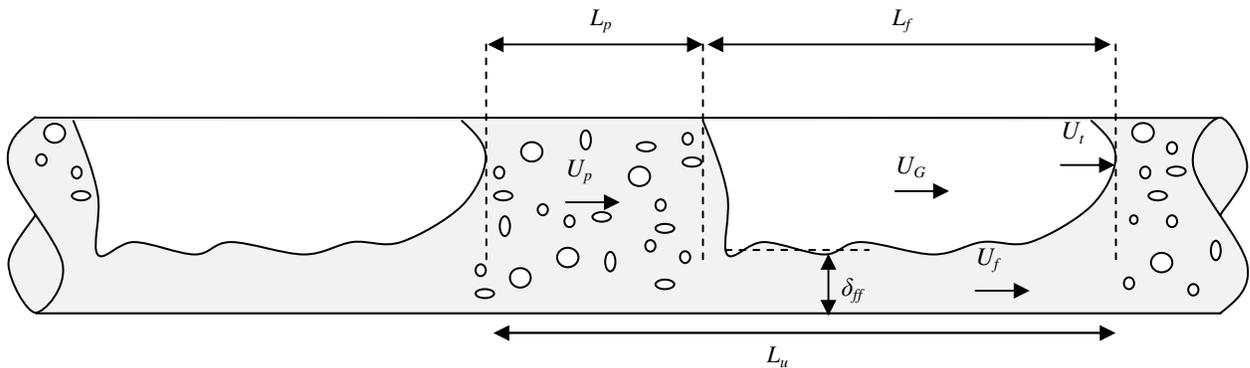


Figura 2.1: Variáveis hidrodinâmicas do padrão de escoamento intermitente.

Legenda:

- L_p = comprimento do pistão
- L_f = comprimento do filme de líquido
- L_u = comprimento da célula unitária
- δ_{ff} = espessura final do filme de líquido
- U_p = velocidade do pistão
- U_f = velocidade do filme de líquido
- U_G = velocidade da bolha alongada de gás
- U_i = velocidade da célula unitária

As equações de conservação de massa e momento são escritas baseadas nas seguintes considerações:

- o escoamento é permanente no que se refere à célula unitária (cada célula unitária é idêntica a outra; todas tem a mesma velocidade, U_t);
- não há transferência de massa na interface gás-líquido;
- o filme de líquido e a bolha alongada de gás são idealmente considerados como fases estratificadas (não há dispersão entre as fases, e a pressão é considerada uniforme na seção transversal do duto).

No modelo hidrodinâmico aprimorado por Taitel e Barnea (1990), as variáveis listadas na Figura 2.1 podem ser obtidas através da resolução numérica, para o escoamento horizontal, das equações da conservação da quantidade de movimento, para o filme de líquido e a bolha alongada de gás acima do filme, equações 2.1 e 2.2, respectivamente. Essas equações são calculadas em relação a um referencial se movendo com a velocidade U_t .

$$\rho_L \cdot u_f \cdot \frac{\partial u_f}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\tau_f \cdot S_f}{A_f} - \frac{\tau_i \cdot S_i}{A_f} - \rho_L \cdot g \cdot \frac{d\delta_f}{dx} \quad 2.1$$

$$\rho_G \cdot u_G \cdot \frac{\partial u_G}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\tau_G \cdot S_G}{A_G} - \frac{\tau_i \cdot S_i}{A_G} - \rho_G \cdot g \cdot \frac{d\delta_f}{dx} \quad 2.2$$

em que $u_f = U_t - U_f$ e $u_G = U_t - U_G$.

Com a eliminação do gradiente de pressão, $\partial P/\partial x$, das equações 2.1 e 2.2 e a utilização do balanço de massa para a fase líquida e gasosa é possível chegar a equação 2.3. Essa equação consiste no cálculo do gradiente da espessura do filme de líquido ao longo da direção axial, $d\delta_f/dx$.

$$\frac{d\delta_f}{dx} = \frac{\frac{\tau_f \cdot S_f}{A_f} - \frac{\tau_G \cdot S_G}{A_G} - \tau_i \cdot S_i \cdot \left(\frac{1}{A_G} + \frac{1}{A_f} \right)}{(\rho_L - \rho_G) \cdot g - \rho_L \cdot u_f \cdot \frac{(U_t - U_L) \cdot R_p}{R_f^2} \cdot \frac{dR_f}{d\delta_f} - \rho_G \cdot u_G \cdot \frac{(U_t - U_B) \cdot (1 - R_p)}{(1 - R_f^2)} \cdot \frac{dR_f}{d\delta_f}} \quad 2.3$$

A variação da fração de líquido no filme em relação à espessura do filme, $dR_f/d\delta_f$, é obtida por meio de algumas considerações geométricas para uma interface transversal plana:

$$\frac{dR_f}{d\delta_f} = \frac{4}{\pi \cdot D} \sqrt{1 - \left(2 \cdot \frac{\delta_f}{D} - 1\right)^2} \quad 2.4$$

Através do balanço de massa na célula unitária do padrão de escoamento intermitente para a fase líquida, chega-se a equação 2.5:

$$U_f = U_t - \frac{(U_t - U_L) \cdot R_p}{R_f} \quad 2.5$$

De forma similar, para a fase gasosa chega-se a equação 2.6:

$$U_G = U_t - \frac{(U_t - U_L) \cdot (1 - R_p)}{(1 - R_f)} \quad 2.6$$

Vale ressaltar que, para o escoamento intermitente horizontal, a velocidade das bolhas de gás no pistão, U_B , foi considerada igual à velocidade de líquido no pistão, U_L , e igual à velocidade do pistão, U_p , ou seja, a seguinte relação é válida:

$$U_B = U_L = U_p = U_{SL} + U_{SG} \quad 2.7$$

Através de equações constitutivas para o cálculo da velocidade da célula unitária, U_t , é possível obter a equação 2.8, similar à proposta por Zuber e Findlay (1965), para o escoamento vertical.

$$U_t = C_0 \cdot U_p - U_d \quad 2.8$$

em que o coeficiente de distribuição, C_0 , é igual a 1,2, para o escoamento turbulento. Já a velocidade de propagação das bolhas alongadas no líquido estagnado, U_d , é calculada de acordo com a equação 2.9, proposta por Bendiksen (1984):

$$U_d = 0,54 \cdot \sqrt{g \cdot D} \quad 2.9$$

A tensão de cisalhamento entre a parede da tubulação e o filme de líquido, τ_f , pode ser obtida pela equação 2.10.

$$\tau_f = \frac{f_f \cdot \rho_L \cdot |U_f| \cdot U_f}{2} \quad 2.10$$

em que o fator de atrito de Fanning do filme de líquido, f_f , é calculado em função do número de Reynolds do filme, Re_f , e do diâmetro hidráulico do filme, D_f , calculados pelas equações 2.11 e 2.12, respectivamente.

$$Re_f = \frac{\rho_L \cdot U_f \cdot D_f}{\mu_L} \quad 2.11$$

$$D_f = \frac{4 \cdot A \cdot R_f}{S_f} \quad 2.12$$

A tensão de cisalhamento entre a parede da tubulação e a bolha alongada de gás, τ_G , pode ser obtida pela equação 2.13.

$$\tau_G = \frac{f_G \cdot \rho_G \cdot |U_G| \cdot U_G}{2} \quad 2.13$$

Em que f_G é função de Re_G e D_G , calculados pelas equações 2.14 e 2.15, respectivamente.

$$Re_G = \frac{\rho_G \cdot U_G \cdot D_G}{\mu_G} \quad 2.14$$

$$D_G = \frac{4 \cdot A_G}{S_G + S_i} \quad 2.15$$

Já a tensão de cisalhamento na interface entre o filme de líquido e a bolha alongada de gás, τ_i , é calculada através da equação 2.16.

$$\tau_i = \frac{f_i \cdot \rho_G \cdot |U_G - U_f| \cdot (U_G - U_f)}{2} \quad 2.16$$

em que, $f_i = 0,014$, de acordo com Cohen e Hanratty (1968).

Para o cálculo do fator de atrito de Fanning do filme de líquido, f_f , e da bolha alongada de gás, f_G , empregado nas equações 2.10 e 2.13, respectivamente, Taitel e Barnea (1990) utilizaram a seguinte relação.

$$f_{f,G} = 0,001375 \cdot \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \cdot \frac{\varepsilon}{D_{f,G}} + \frac{10^6}{\text{Re}_{f,G}} \right)^{1/3} \right] \quad 2.17$$

em que ε é a rugosidade do tubo. Para a tubulação de cobre, o valor utilizado foi de $1,5 \cdot 10^{-6}$ m.

Através de algumas considerações geométricas para uma interface transversal plana entre o filme de líquido e a bolha alongada de gás, é possível obter todas as variáveis necessárias para os cálculos das equações 2.12, 2.15 e 2.17. A Figura 2.2 ilustra, transversalmente, a interface entre o filme de líquido e a bolha alongada de gás, além de apresentar algumas das variáveis geométricas necessárias para os cálculos.

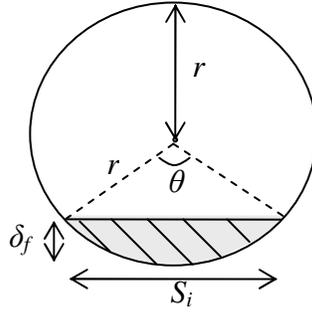


Figura 2.2: Interface entre o filme de líquido e a bolha alongada de gás.

A relação geométrica descrita na equação 2.18 foi utilizada para determinar o perímetro do filme de líquido, S_f , e, conseqüentemente, também obter o perímetro da bolha alongada de gás, S_G através da equação 2.19.

$$S_f = \frac{\theta \cdot D}{2} \quad 2.18$$

$$S_G = S - S_f \quad 2.19$$

em que a definição do ângulo θ é ilustrada na Figura 2.2. Já a fração de líquido, R_f , no filme é obtida através da equação 2.20, e as áreas do filme de líquido, A_f , e da bolha alongada de gás, A_G , são obtidas pelas equações 2.21 e 2.22, respectivamente.

$$R_f = \frac{\theta - \text{sen}\theta}{2 \cdot \pi} \quad 2.20$$

$$A_f = R_f \cdot A \quad 2.21$$

$$A_G = A - A_f \quad 2.22$$

Já o valor do ângulo θ e do perímetro da interface gás-líquido, S_i , são obtidos através das equações 2.23 e 2.24, respectivamente, para valores de δ_f menores do que o raio da tubulação, r , ou pelas equações 2.25 e 2.26, respectivamente, para valores de δ_f maiores do que r .

$$\theta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{r - \delta_f}{r}\right) \quad 2.23$$

$$S_i = 2 \cdot \left[r^2 - (r - \delta_f)^2\right]^{0,5} \quad 2.24$$

$$\theta = \pi + 2 \cdot \arcsen\left(\frac{\delta_f - r}{r}\right) \quad 2.25$$

$$S_i = 2 \cdot \left[r^2 - (\delta_f - r)^2\right]^{0,5} \quad 2.26$$

Dessa forma, é possível integrar numericamente a equação 2.3 com as seguintes condições de contorno para o cálculo da espessura do filme de líquido, δ_f :

- $\delta_f = \delta_p$, em que δ_p é a espessura do filme de líquido no pistão de líquido, para a condição inicial de $L_f = 0$. Essa espessura é calculada através da fração de líquido no pistão, R_p ;
- $\delta_f \geq \delta_{fE}$, em que δ_{fE} é a espessura de equilíbrio do filme de líquido, que é atingida quando o numerador da equação 2.3, torna-se nulo;
- a integração numérica termina quando $\delta_f = \delta_{ff}$, em que δ_{ff} é a espessura final do filme de líquido. Essa condição é atingida quando se chega ao comprimento final do filme de líquido, L_f . Esse comprimento é obtido através do balanço de massa do líquido para a célula unitária do padrão de escoamento intermitente, dado pela equação 2.27:

$$L_f = \frac{L_p \cdot (U_{SL} - U_L \cdot R_p)}{U_{ff} \cdot R_{ff} - U_{SL}} \quad 2.27$$

Camargo (1991) propõe utilizar a relação cinemática da equação 2.28 para o cálculo do comprimento do pistão de líquido, L_p . No modelo hidrodinâmico proposto originalmente por

Taitel e Barnea (1990), o comprimento do pistão, L_p , é considerado como uma constante e igual a $30D$.

$$L_p = \frac{U_t}{v_u} - L_f \quad 2.28$$

A frequência da célula unitária, v_u , é calculada através da correlação de Hill e Wood (1990).

$$v_u = \frac{0,000761}{D} \cdot \left[(U_G - U_L) \cdot \frac{R_f}{(1 - R_f)} \right]_{\text{ESTRATIFICADO}} \quad 2.29$$

As variáveis da equação 2.29 referentes ao padrão de escoamento estratificado foram obtidas através do modelo proposto por Taitel e Dukler (1976).

A última variável necessária para o fechamento do cálculo do modelo hidrodinâmico utilizado por Camargo (1991) e Franca *et al.* (2008) é a fração de líquido do pistão, R_p . Camargo (1991) calculou essa variável através da metodologia proposta por Barnea e Brauner (1985). No entanto, no presente trabalho, foi utilizada a correlação proposta por Malnes (1982), equação 2.30, para o cálculo do R_p .

$$R_p = 1 - \frac{U_p}{83 \cdot \left(\frac{g \cdot \sigma}{\rho_L} \right)^{0,25} + U_p} \quad 2.30$$

Através do modelo hidrodinâmico descrito, é possível obter as variáveis fundamentais para o cálculo da transferência de calor proposto por Camargo (1991) e Franca *et al.* (2008). São elas as seguintes:

- velocidade da bolha alongada de gás (U_G);
- velocidade do filme de líquido (U_f);

- velocidade do pistão de líquido (U_p);
- área da bolha alongada de gás (A_G);
- área do filme de líquido (A_f);
- área do pistão de líquido (A_p);
- perímetro da bolha alongada de gás (S_G);
- perímetro do filme de líquido (S_f);
- perímetro do pistão de líquido (S_p).

2.2. Modelo de Transferência de Calor

Antes de serem apresentados e comentados os trabalhos que serviram de base para o presente estudo, serão definidos dois termos técnicos fundamentais para compreender os tipos de abordagem utilizados para modelar a transferência de calor. São eles os seguintes termos:

- **Correlações:** o enfoque correlacional é fortemente empírico. Baseia-se na análise, com pouco ou nenhum embasamento físico ou fenomenológico de dados experimentais ou de campo. As correlações resultantes de tal enfoque devem ter aplicações restritas aos limites inerentes aos experimentos que as geraram.
- **Modelagem Mecanicista:** esta modelagem objetiva determinar os fenômenos que governam os escoamentos multifásicos, é assentada em bases fenomenológicas e princípios físicos. Tal modelagem busca interpretar, através de experimentos laboratoriais em escalas reduzidas, os aspectos macro e microscópicos que caracterizam tais escoamentos. Por vezes, tal enfoque faz uso de hipóteses simplificadoras nessa descrição, até mesmo utilizando relações consagradas, ainda que empíricas, no fechamento de modelos, sempre oriundos de enfoque fenomenológico. Nesse caso, os dados experimentais utilizados são aplicados tão somente na verificação de consistência e robustez do modelo.

A transferência de calor no escoamento bifásico intermitente horizontal é um fenômeno de intermitência temporal, altamente dependente da hidrodinâmica do escoamento. Essa intermitência ocorre devido não só às variações de velocidade nas duas regiões em que se divide

a célula unitária do padrão de escoamento intermitente, mas também devido às variações das fases em contato com a parede da tubulação em uma determinada seção transversal do tubo; porém ele pode ser considerado um fenômeno permanente, se analisado de forma macroscópica, já que essas variações pontuais se repetem ciclicamente ao longo do tempo.

Haverá durante a passagem do filme de líquido por determinada seção transversal fixa, a tendência de ocorrerem menores temperaturas no topo da tubulação, devido à maior resistência térmica do gás com relação ao líquido. Assim sendo, quando o pistão de líquido passar por essa seção transversal, encontrará uma distribuição não uniforme de temperaturas na parede interna da tubulação, levando a coeficientes locais de transferência de calor diferentes na base e no topo do mesmo. Analogamente, no caso de aquecimento da mistura, as temperaturas no topo da tubulação tenderão a ser maiores que na base.

Os fluidos na região do pistão estão a uma velocidade maior que as existentes na região do filme, levando a um maior coeficiente de transferência de calor durante sua passagem por determinado ponto, o que também contribui para a condição de intermitência temporal da transferência de calor.

Nesta seção, será feito um breve histórico dos trabalhos publicados sobre transferência de calor em escoamento bifásico horizontal intermitente. Alguns trabalhos foram agrupados de forma a tentar relacioná-los entre si, pois, correspondem a artigos desenvolvidos por diversos autores de uma mesma universidade ou instituição de pesquisa.

As primeiras publicações na área são da década de 1950. Naquele período, diversos pesquisadores utilizaram um mesmo aparato experimental desenvolvido e aperfeiçoado ao longo do tempo, para, dessa forma, serem propostas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, h_{TP} . Os artigos publicados pelos pesquisadores da Universidade da Califórnia referentes a esse tema foram de autoria de: Johnson e Abou-Sabe (1952), King (1952), Fried (1954) e Johnson (1955). Nesses artigos, o aparato experimental compôs-se, inicialmente, por uma tubulação horizontal com 0,0221 m de diâmetro interno, posteriormente alterado para 0,0187 m. Nessa tubulação, a mistura bifásica foi aquecida através da circulação de vapor d'água pelo tubo externo do trocador de calor bi-tubular. Os autores citados obtiveram dados

experimentais para os diversos padrões de escoamento trabalhando com água e ar, com exceção de Johnson (1955), que utilizou óleo e ar. Johnson (1955) foi o último dos pesquisadores da Universidade da Califórnia, na década de 1950, a publicar um artigo. Ele analisou os dados obtidos pelos demais pesquisadores da Universidade da Califórnia, todavia não chegou a apresentar alguma correlação que pudesse ser aplicada a diferentes tipos de misturas bifásicas, porém o autor sugeriu que o h_{TP} poderia ser estimado através da média da contribuição das fases gasosa e líquida.

Lunde (1961) analisou os resultados experimentais obtidos por outros pesquisadores e postulou que, no padrão de escoamento intermitente, a fase líquida controlaria o processo de transferência de calor. O autor propôs uma modificação na equação de Sieder e Tate (1936) para o cálculo do h_{TP} nesse padrão de escoamento. Essa modificação foi realizada de forma diferenciada para dois tipos de escoamentos: uma para números de Reynolds do pistão, Re_p , que forem maiores que 30000 e outra para Re_p menores que 30000. No entanto, a correlação proposta não conseguiu representar bem todos os resultados experimentais.

Oliver e Wright (1964) obtiveram dados experimentais do h_{TP} para o padrão de escoamento intermitente horizontal em uma tubulação com 0,0187 m de diâmetro interno. Os autores utilizaram ar e três diferentes tipos de líquido: água, água misturada com glicerol e água misturada com carboximetilcelulose de sódio. Baseados nos dados obtidos, os autores propuseram duas correlações empíricas para o cálculo do h_{TP} , uma para líquidos newtonianos e outra para líquidos não newtonianos. Entretanto, esse trabalho enfocou apenas o que os autores denominaram de “escoamento bifásico intermitente laminar”, ou seja, escoamentos a baixas vazões de líquidos.

Hughmark (1965), baseado nos resultados experimentais obtidos por outros pesquisadores, tentou calcular o h_{TP} no padrão de escoamento horizontal intermitente partindo das características hidrodinâmicas. Para isso, o autor propôs dois métodos, um para o regime laminar e outro para o turbulento, embora não definisse a fronteira entre ambos. Para o regime turbulento, o método proposto foi uma modificação da analogia entre o atrito superficial e a transferência de calor

sugerida por Kropholler e Carr (1962). Já para o regime laminar, os autores sugeriram uma modificação da equação de Graetz-Leveque.

Korosotov (1974) obteve dados experimentais do h_{TP} para diversos padrões de escoamento utilizando água e ar em uma tubulação horizontal de aço, com diâmetro interno de 0,006 m e aquecida eletricamente de maneira uniforme. Em seus dados experimentais, foi observado que o valor do h_{TP} passava por um máximo na transição entre o padrão de escoamento de bolhas alongadas e o intermitente.

Niu e Dukler (1976) apresentaram uma solução numérica para o fenômeno da transferência de calor no escoamento intermitente horizontal. Os autores desenvolveram um algoritmo que permitia prever a distribuição de temperatura ao longo da tubulação e a sua variação temporal. Foi utilizado um modelo mecanicista hidrodinâmico para calcular as variáveis do escoamento multifásico e, com isso, obter o h_{TP} . No entanto, o algoritmo necessitava que o fluxo de calor ou a distribuição de temperaturas na parede da tubulação fosse especificado. Como esses valores não são geralmente conhecidos *a priori*, a utilização desse modelo, para fins práticos, ficava prejudicada.

Shah (1981) propôs uma correlação para o cálculo do h_{TP} , válida para diversos padrões de escoamento, em que o número de Froude do líquido foi utilizado como parâmetro para diferenciar os padrões de escoamento. Essa correlação foi comparada com dados experimentais, de água e ar, de outros pesquisadores.

A correlação de Shah (1981) é válida para todos padrões de escoamento e é apresentada na forma gráfica para o escoamento horizontal turbulento pela Figura 2.3. O gráfico da Figura 2.3 procura representar o aumento do h_{TP} em relação ao coeficiente de transferência de calor monofásico do líquido, h_L , em função da razão entre as velocidades superficiais do gás e do líquido, U_{SG}/U_{SL} , em que h_L é calculado pela equação de Dittus e Boelter:

$$h_L = 0,023 \cdot \text{Re}_L^{0,8} \cdot \text{Pr}_L^{0,4} \cdot \frac{k_L}{D} \quad 2.31$$

em que

$$\text{Pr}_L = \frac{Cp_L \cdot \mu_L}{k_L} \quad 2.32$$

O número de Froude do líquido, Fr_L , é o parâmetro utilizado para diferenciar os diversos padrões de escoamento, e é calculado pela equação 2.33:

$$Fr_L = \frac{U_{SL}^2}{g \cdot D} \quad 2.33$$

Já para o escoamento laminar o autor sugere a seguinte equação:

$$h_{TP} = h_L \cdot \left(1 + \frac{U_{SG}}{U_{SL}}\right)^{0,25} \quad 2.34$$

Sendo que, nesse caso, se tem:

$$h_L = 1,86 \cdot \left(\frac{\text{Re}_L \cdot \text{Pr}_L \cdot D}{L}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_{PL}}\right)^{0,14} \cdot \frac{k_L}{D} \quad 2.35$$

A transição do regime laminar para o turbulento se dá, segundo o autor, em $\text{Re}_L = 170$. O valor de Re_L é definido pela seguinte equação:

$$\text{Re}_L = \frac{\rho_L \cdot U_{SL} \cdot D}{\mu_L} \quad 2.36$$

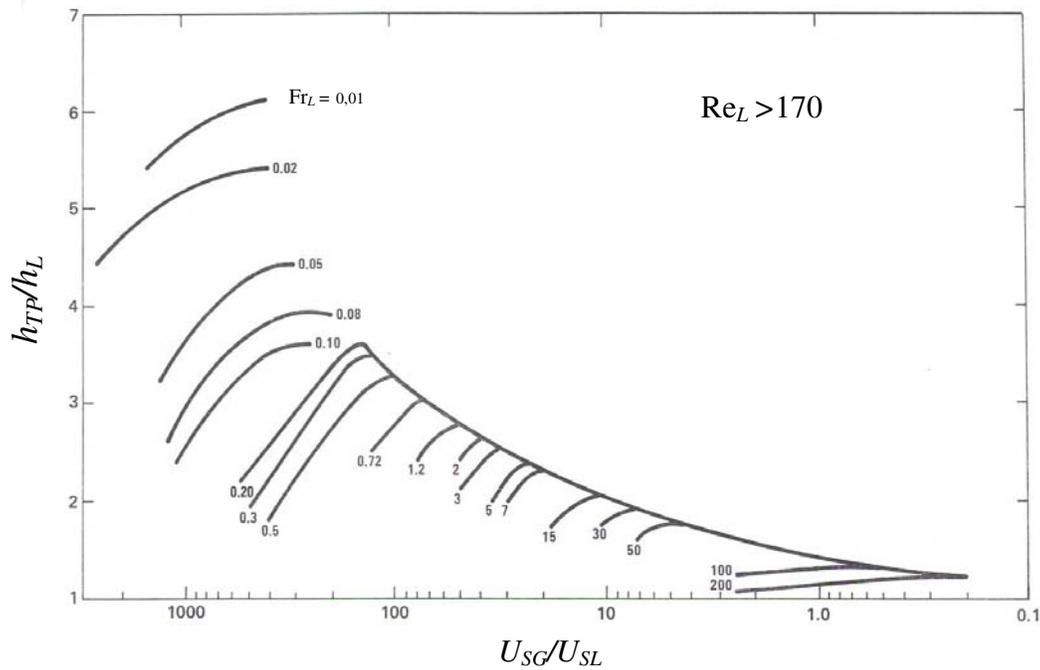


Figura 2.3: Correlação para o escoamento horizontal turbulento sugerida por Shah (1981).

Shoham, Dukler e Taitel (1982) mediram a variação da temperatura no padrão de escoamento intermitente com o tempo, em diversos pontos de uma mesma seção transversal. Os autores observaram variações significativas entre o h_{TP} no topo e no fundo da tubulação e apresentaram uma teoria qualitativa que explicava esse comportamento. A tubulação utilizada tinha diâmetro interno de 0,0038 m e foi aquecida eletricamente de forma uniforme, e os fluidos utilizados foram água e ar.

Kago *et al.* (1986) focaram seus experimentos somente no padrão de escoamento intermitente horizontal. Em seus ensaios, foi utilizada uma tubulação horizontal com diâmetro interno de 0,00515 m, na qual a mistura bifásica foi aquecida eletricamente; utilizaram diversas misturas de gás e de líquido incluindo CMC (Carboximetilcelulose) aquoso e soluções de surfactantes para aumentar a viscosidade do líquido e reduzir a tensão superficial relativa à água. Com isso, foi proposta a seguinte correlação para o cálculo do h_{TP} , baseada em seus dados experimentais com as condições de fluxo de calor constante:

$$h_{TP} = (0,021 \cdot \text{Re}_L^{0,8} + 0,45) \cdot \text{Pr}_L^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_{PL}} \right)^{0,14} \cdot \left\{ 1 + 0,3 \cdot \exp \left[-0,5 \cdot \left(\sqrt{Fr_L} - 2,0 \right)^2 \right] \right\} \cdot \frac{k_L}{D} \quad 2.37$$

em que

$$\text{Re}_L = \frac{\rho_L \cdot U_{SL} \cdot D}{\mu_L} \cdot R_u^{-0,5} \quad 2.38$$

O Fr_L é definido pela equação 2.33. Já a fração de líquido da célula unitária, R_u , é calculada pela equação 2.39 obtida empiricamente.

$$R_u = 1 - \left\{ 1 + 1,6 \cdot \left[\left(\frac{U_{SL}}{U_{SG}} \right) \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_{L-std}} \right)^{0,1} \right]^{1,1} + 0,55 \cdot \left[\left(\frac{U_{SL}}{U_{SG}} \right) \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_{L-std}} \right)^{0,1} \right]^{0,25} \right\}^{-1} \quad 2.39$$

Deshpande, Bishop e Karandikar (1991) obtiveram dados experimentais do h_{TP} em diversas posições axiais de duas tubulações horizontais de aço aquecidas eletricamente, uma com diâmetro interno de 0,028 m e outra com 0,057 m. Estudaram somente o padrão de escoamento intermitente com água e ar. Foram apresentadas duas correlações distintas para o cálculo do h_{TP} , uma para o h_{TP} no topo da tubulação e outra para o fundo, ambas levando em consideração as características hidrodinâmicas do escoamento.

Camargo (1991) e Franca *et al.* (2008) obtiveram dados experimentais do h_{TP} em uma tubulação de 0,0186 m de diâmetro interno, resfriada através de uma jaqueta d'água. Com esses dados experimentais, os autores desenvolveram uma modelagem mecanicista, fortemente baseada na hidrodinâmica do padrão de escoamento intermitente horizontal, na região de golfadas, para estimar o h_{TP} . Esse modelo mecanicista também foi comparado a dados experimentais de outros autores.

O modelo mecanicista de Camargo (1991) requer a informação prévia de alguns parâmetros hidrodinâmicos da célula unitária do padrão de escoamento intermitente, conforme discutido na Seção 2.1.

Camargo (1991) admitiu em sua modelagem que houve somente fluxo de calor na componente radial do escoamento, a estocagem térmica na parede do tubo foi pequena e também negligenciou a resistência a condutividade térmica do tubo. Dessa forma, durante o período de tempo em que a célula unitária do padrão de escoamento intermitente passava através de uma determinada seção transversal, t_u , o coeficiente de transferência de calor médio, h_{TP} , foi definido como um processo médio no tempo, representado, assim, pela equação 2.40:

$$h_{TP} = \frac{\int_0^{t_u} \frac{q}{S} dt}{\int_0^{t_u} (T - T_p) \frac{dt}{t_u}} \quad 2.40$$

em que t_u é a soma do período de tempo em que o pistão de líquido, t_p , e o filme de líquido da bolha alongada de gás, t_f , levam para passar em uma determinada seção transversal e esses tempos são assim definidos:

$$t_p = \frac{L_p}{U_t} \quad 2.41$$

$$t_f = \frac{L_f}{U_t} \quad 2.42$$

Ainda na equação 2.40, a variável q é a taxa de transferência de calor radial instantânea por unidade de comprimento, a variável S é o perímetro da tubulação, T_p é a temperatura interna da parede, e T é a temperatura do fluido. O h_{TP} também pode ser obtido através de um processo médio de comprimento, com isso, a equação 2.40 pode ser reescrita como,

$$h_{TP} = \frac{\int_0^{t_p} \frac{q_p}{\pi \cdot D} \frac{dt}{t_u} + \int_{t_p}^{t_u} \frac{q_{fG}}{\pi \cdot D} \frac{dt}{t_u}}{\int_0^{t_p} (T_p - T_{Pp}) \frac{dt}{t_u} + \int_{t_p}^{t_u} (T_f - T_{Pf}) \frac{dt}{t_u}} \quad 2.43$$

em que a taxa de transferência de calor radial instantânea por unidade de comprimento, durante o período de tempo o qual o pistão de líquido e a bolha alongada passam através de uma determinada seção transversal, são, respectivamente, q_p e q_{fG} , calculados pelas equações 2.44 e 2.45, respectivamente.

$$q_p = h_p \cdot S_p \cdot (T_p - T_{Pp}) \quad 2.44$$

$$q_{fG} = h_f \cdot S_f \cdot (T_f - T_{Pf}) + h_G \cdot S_G \cdot (T_G - T_{PG}) \quad 2.45$$

Admite-se que a temperatura média na parede da tubulação do filme de líquido, T_{Pf} , e a temperatura média na parede da tubulação da bolha alongada de gás, T_{PG} , são equivalentes, ou seja, o gradiente angular de temperatura é pequeno e somente existe fluxo radial. Além de ser considerado $T_f \approx T_p$. Logo q_{fG} pode ser calculado pela equação .

$$q_{fG} = (h_f \cdot S_f + h_G \cdot S_G) \cdot (T_f - T_{Pf}) \quad 2.46$$

A equação 2.43 foi então novamente reescrita da seguinte forma:

$$h_{TP} = \frac{h_p \cdot \int_0^{t_p} (T_p - T_{Pp}) dt + \left(\frac{h_f \cdot S_f + h_G \cdot S_G}{\pi \cdot D} \right) \int_{t_p}^{t_u} (T_f - T_{Pf}) dt}{\int_0^{t_p} (T_p - T_{Pp}) dt + \int_{t_p}^{t_u} (T_f - T_{Pf}) dt} \quad 2.47$$

A equação 2.47 foi resolvida para as duas condições de contorno encontradas em aplicações de transferência de calor, sendo elas a temperatura da superfície constante e o fluxo de calor constante.

Para o caso da temperatura da superfície constante, admitiu-se a hipótese recomendada por Barnea e Yacoub (1983) para o escoamento vertical, confirmada pelos dados experimentais de Shoham *et al.* (1982). Essa hipótese propôs que a temperatura no pistão de líquido, T_p , fosse equivalente à temperatura do filme de líquido, T_f . Assim, a equação para o cálculo de h_{TP} para o caso de temperatura da superfície constante foi dada pela equação 2.48.

$$h_{TP} = h_p \cdot \frac{L_p}{L_u} + \left(\frac{h_f \cdot S_f + h_G \cdot S_G}{\pi \cdot D} \right) \cdot \frac{L_f}{L_u} \quad 2.48$$

Já para o caso de fluxo de calor constante, o h_{TP} foi calculado pela equação 2.49.

$$\frac{1}{h_{TP}} = \frac{1}{h_p} \cdot \frac{L_p}{L_u} + \left(\frac{\pi \cdot D}{h_f \cdot S_f + h_G \cdot S_G} \right) \cdot \frac{L_f}{L_u} \quad 2.49$$

Os valores instantâneos dos coeficientes de transferência de calor h_p , h_f , h_G foram calculados pela equação de Dittus e Boelter, dada por.

$$h_j = 0,023 \cdot \left(\frac{\rho_j \cdot U_j \cdot D_j}{\mu_j} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{Cp_j \cdot \mu_j}{k_j} \right)^n \cdot \left(\frac{k_j}{D_j} \right) \quad 2.50$$

em que $n = 0,4$ para aquecimento e $n = 0,3$ para resfriamento. O subscrito j pôde se referir ao pistão de líquido, ao filme de líquido ou à bolha alongada de gás.

Shoham *et al.* (1982) verificaram experimentalmente que o valor de h_p , na parte anterior do pistão, era cerca de 30% maior que o da parte posterior. Assim, Camargo (1991) calculou o h_p através da seguinte equação:

$$h_p = 0,030 \cdot \left(\frac{\rho_L \cdot U_s \cdot D}{\mu_L} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{Cp_L \cdot \mu_L}{k_L} \right)^n \cdot \left(\frac{k_L}{D_L} \right) \quad 2.51$$

Shoham *et al.* (1982) verificaram ainda que o valor experimental de h_f , na região anterior do filme de líquido, era superior ao calculado através da equação 2.50. Considerou-se que esse trecho inicial do filme de líquido estaria sob a influência do pistão de líquido, no qual o coeficiente de transferência de calor na sua parte inferior seria bem maior que o da parte superior. Baseado nos valores experimentais apresentados por Shoham *et al.* (1982), Camargo (1991) propôs que o valor de h_f fosse admitido como 1,6 vezes maior do que o calculado pela equação 2.50.

Os valores para velocidades, diâmetros hidráulicos, perímetros de troca de calor e comprimentos envolvidos foram dados pelo modelo hidrodinâmico desenvolvidos na Seção 2.1. O diâmetro hidráulico da bolha alongada de gás, D_G , para os cálculos de transferência de calor não era o mesmo que para os cálculos de hidrodinâmica, mas sim.

$$D_G = \frac{4 \cdot A_G}{S_G} \quad 2.52$$

Como o experimento de Camargo (1991) não seguiu plenamente quaisquer das duas condições de contorno, foi sugerido que o valor de h_{TP} fosse calculado através média aritmética entre os valores obtidos, considerando temperatura da superfície constante e fluxo de calor constante na parede da tubulação.

Hetsroni *et al.* (1998) analisaram, experimentalmente, o comportamento do h_{TP} em função de algumas características hidrodinâmicas do padrão de escoamento intermitente. A tubulação utilizada tinha 0,0492 m de diâmetro interno sendo aquecida eletricamente, e os fluidos utilizados no experimento eram água e ar.

Zhang *et al.* (2004) desenvolveram um modelo unificado para calcular o h_{TP} nos diversos padrões de escoamento, tanto na horizontal quanto na vertical, e comparam aos resultados experimentais de Manabe (2001), que utilizou óleo e gás natural em seus ensaios. A tubulação

empregada nos experimentos tinha 0,0525m, e o escoamento bifásico foi resfriado através de glicol gelado que escoava em contracorrente, no anular externo da tubulação. O modelo baseou-se nas equações do balanço de energia e admitiu que o h_{TP} interfacial entre o filme de líquido e o gás fosse o mesmo existente entre o gás e a parede da tubulação.

Diversos pesquisadores da Universidade de Oklahoma levantaram um grande número de correlações disponíveis na literatura e compararam com dados experimentais da literatura e também com diversos dados experimentais obtidos com o aparato experimental construído na própria Universidade. Essa sequência de trabalhos, relacionados ao cálculo da transferência de calor por convecção realizadas na Universidade de Oklahoma, iniciou-se, em 1999, com o trabalho de Kim *et al.* (1999). O autor identificou, então, 38 correlações para diferentes padrões de escoamento em dutos horizontais e verticais, e comparou-os com sete experimentos de transferência de calor disponíveis na literatura. No total, 524 pontos de dados experimentais dos estudos experimentais disponíveis foram utilizados na comparação, sendo que, para o padrão intermitente horizontal, foram utilizados 21 pontos. Kim *et al.* (1999) concluiu que não havia uma única correlação capaz de prever a transferência de calor bifásica para o fluxo de gás e líquido para todas as combinações de fluido, padrões de escoamento, regimes de fluxo e orientações de tubulação.

Em 2000, Kim *et al.* (2000) propuseram uma correlação a ser utilizada para o regime turbulento em dutos verticais e, em 2002, Kim e Ghajar (2002) estenderam essa correlação aos diversos padrões de escoamento em dutos horizontais, comparando-a com o resultado de 150 pontos de dados experimentais, obtidos em laboratório, para os diversos padrões de escoamento bifásico com água e ar. Nesse estudo de 2002, os autores verificaram que a transferência de calor em dutos horizontais, aparentemente, dependia muito do padrão de escoamento.

Para considerar apropriadamente o efeito dos diversos padrões de escoamento, em regime turbulento, na transferência de calor em dutos horizontais, a correlação desenvolvida em 2002 foi aprimorada em 2006 por Kim e Ghajar (2006).

Essa correlação está descrita na equação 2.53

$$h_{TP} = F_p \cdot h_L \cdot \left\{ 1 + C \cdot \left[\left(\frac{x}{1-x} \right)^m \cdot \left(\frac{1-F_p}{F_p} \right)^n \cdot \left(\frac{\text{Pr}_G}{\text{Pr}_L} \right)^p \cdot \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^q \right] \right\} \quad 2.53$$

em que $x = m_L/(m_L+m_G)$. Nessa correlação, a influência do formato da interface gás-líquido é considerada através do termo F_p , chamado de fator de padrão de escoamento, o qual é calculado através da equação 2.54.

$$F_p = (1 - \alpha) + \alpha \cdot F_S^2 \quad 2.54$$

O termo F_S da equação 2.54 se refere ao fator de forma, que é, em sua essência, o número de Froude modificado e normalizado. A equação 2.55 define o cálculo do termo F_S .

$$F_S = \frac{2}{\pi} \cdot \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{\rho_G \cdot (U_G - U_L)^2}{g \cdot D \cdot (\rho_L - \rho_G)}} \right) \quad 2.55$$

As velocidades médias do gás, U_G , e do líquido, U_L , foram calculadas pelas equações 2.56 e 2.57, respectivamente.

$$U_G = \frac{m_G}{\rho_G \cdot \alpha \cdot A} \quad 2.56$$

$$U_L = \frac{m_L}{\rho_L \cdot (1 - \alpha) \cdot A} \quad 2.57$$

O coeficiente de transferência de calor do líquido, h_L , da equação 2.53 é calculado pela correlação de Sieder e Tate (1936) para o regime turbulento pela equação:

$$h_L = 0,027 \cdot \text{Re}_L^{4/5} \cdot \text{Pr}_L^{1/3} \cdot \left(\frac{k_L}{D} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_P} \right)_L^{0,14} \quad 2.58$$

Para o número de Reynolds local do líquido, Re_L , utilizado no cálculo do h_L , a seguinte relação é utilizada:

$$Re_L = \left(\frac{\rho \cdot U \cdot D}{\mu} \right)_L = \frac{4 \cdot m_L}{\pi \cdot \sqrt{1-\alpha} \cdot \mu_L \cdot D} \quad 2.59$$

Nesse estudo, os valores da fração de vazio, α , utilizada nas equações 2.54 e 2.59 foram calculados pela correlação proposta por Chisholm (1983), a qual pode ser expressa como

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_m} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right) \cdot \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right) \right]^{-1} \quad 2.60$$

em que

$$\frac{1}{\rho_m} = \left(\frac{1-x}{\rho_L} \right) + \left(\frac{x}{\rho_G} \right) \quad 2.61$$

Os valores das constantes (C , m , n , p , q) na equação 2.53 foram determinadas experimentalmente através de 114 pontos de dados experimentais com duto horizontal. Desses 114 pontos, 36 pontos ocorriam no escoamento intermitente. Com isso, a Tabela 2.1 apresenta os valores obtidos das constantes, válido para todos os padrões de escoamento na horizontal.

Tabela 2.1: Valores das constantes.

C	m	n	p	q
0,7	0,08	0,06	0,03	-0,14

A Tabela 2.2 demonstra um resumo das principais características dos trabalhos pesquisados; essa tabela caracterizou os trabalhos da seguinte forma:

- coluna 2: se foi um trabalho experimental ou uma modelagem baseada em dados experimentais de outros autores;
- coluna 3: os fluidos utilizados no experimento ou, então, na validação da modelagem;

- coluna 4: o diâmetro interno da tubulação utilizada no experimento ou, então, na validação da modelagem;
- coluna 5: o comprimento da seção de troca de calor utilizada no experimento ou, então, na validação da modelagem;
- coluna 6: a forma de transferência de calor utilizada no experimento ou, então, na validação da modelagem;
- coluna 7: a metodologia utilizada para aquecer ou resfriar o fluido no experimento ou, então, na validação da modelagem;
- coluna 8: a condição de contorno para a transferência de calor utilizada no experimento ou, então, na validação da modelagem;
- coluna 9: o padrão de escoamento utilizado no experimento ou, então, na validação da modelagem;
- coluna 10: o tipo de modelagem proposta no experimento ou, então, na validação da modelagem.

Tabela 2.2: Característica dos modelos de transferência de calor.

Autor	Experimental / Modelagem	Fluidos (líquido/gás)	DI (m)	L (m)	Aquecimento ou Resfriamento	Método	Temp parede ou Fluxo de calor (cte)	Padrão de escoamento	Correlação/ Mecanicista
Johnson e Abou-Sabe (1952)	Experimental	H ₂ O/ar	0,0221	4,572	Aquecimento	Vapor H ₂ O	Temperatura na parede	Vários	Correlação
King (1952)	Experimental	H ₂ O/ar	0,0187	4,572	Aquecimento	Vapor H ₂ O	Temperatura na parede	Vários	Correlação
Fried (1954)	Experimental	H ₂ O/ar	0,0187	4,572	Aquecimento	Vapor H ₂ O	Temperatura na parede	Vários	Correlação
Johnson (1955)	Experimental	Óleo/ar	0,0187	4,572	Aquecimento	Vapor H ₂ O	Temperatura na parede	Vários	Correlação
Lunde (1961)	Modelagem	Diversos	Diversos	n/i	n/i	n/i	Temperatura na parede	Vários	Correlação
Oliver e Wright (1964)	Experimental	H ₂ O, Glicerina e CMC/ar	0,0064	1,31	Aquecimento	Jaqueta H ₂ O	Temperatura na parede	Intermitente	Correlação
Hughmark (1965)	Modelagem	Diversos	Diversos	Vários	Aquecimento e Resfriamento	n/i	Temperatura na parede	Intermitente	Mecanicista
Korosotov (1974)	Experimental	H ₂ O/ar	0,006	1	Aquecimento	Elétrico	Fluxo de calor	Vários	Correlação
Niu e Dukler (1976)	Modelagem	n/i	n/i	n/i	n/i	n/i	n/i	Vários	Mecanicista
Shah (1981)	Modelagem	Vários	0,004 - 0,070	Vários	Aquecimento e Resfriamento	n/i	Ambos	Vários	Correlação
Shoham, Dukler e Taitel (1982)	Experimental	H ₂ O/ar	0,0381	1,76	Aquecimento	Elétrico	Fluxo de calor	Intermitente	Mecanicista
Kago <i>et al.</i> (1986)	Experimental	Diversos/ar	0,0515	0,49	Aquecimento	Elétrico	Fluxo de calor	Intermitente	Correlação
Camargo (1991)	Experimental	H ₂ O/ar	0,0186	4	Resfriamento	Jaqueta H ₂ O	Nenhum	Intermitente	Mecanicista
Deshpande, Bishop e Kanrandikar (1991)	Experimental	H ₂ O/ar	0,028 e 0,057	1,7	Aquecimento	Elétrico	Fluxo de calor	Intermitente	Correlação
Hetsroni <i>et al.</i> (1998)	Experimental	H ₂ O/ar	0,0492	0,18	Aquecimento	Elétrico	Fluxo de calor	Intermitente	Correlação
Kim <i>et al.</i> (1999)	Modelagem	Diversos	Diversos	Vários	Aquecimento	Elétrico	Fluxo de calor	Vários	Correlação
Kim e Ghajar (2002)	Experimental	H ₂ O/ar	0,0279	2,79	Aquecimento	Elétrico	Fluxo de calor	Vários	Correlação
Zhang <i>et al.</i> (2006)	Modelagem	Óleo/gás	0,0525	n/i	Resfriamento	Jaqueta Glicol	n/i	Vários	Mecanicista
Kim e Ghajar (2006)	Experimental	H ₂ O/ar	0,0279	2,79	Aquecimento	Elétrico	Fluxo de calor	Vários	Correlação
Ghajar e Tang (2008)	Experimental	H ₂ O/ar	0,0279	2,79	Aquecimento	Elétrico	Fluxo de calor	Vários	Correlação
Franca <i>et al.</i> (2008)	Experimental	H ₂ O/ar Óleo/gás	0,0254	4	Resfriamento	Jaqueta H ₂ O	Nenhum	Intermitente	Mecanicista

Com o objetivo de exibir, de forma resumida, o histórico dos estudos realizados na área de transferência de calor no escoamento intermitente horizontal, foi elaborada a Tabela 2.3, que ilustra o histórico das publicações realizadas em diversas universidades e instituições, agrupadas por país, em uma escala cronológica.

Tabela 2.3: Tabela cronológica dos artigos.

País	Universidade / Instituição	1950 - 1959	1960 - 1969	1970 - 1979	1980 - 1989	1990 - 1999	2000 - 2009
EUA	Califórnia	Johnson e Abou-Sabe (1952) King (1952) Fried (1954) Johnson (1955)					
	Yuba Consolidated Ind.		Lunde (1961)				
	Oklahoma					Kim <i>et al.</i> (1999)	Kim e Ghajar (2002) Kim e Ghajar (2006) Ghajar e Tang (2008) Zhang <i>et al.</i> (2004)
	Tulsa						
	Ethyl Corp. Louisiana		Hughmark (1965)				
	Ebasco Services Inc. NY				Shah (1981) Shoham, Dukler e Taitel (1982)		
	Houston			Niu e Dukler (1976)			
	Pittsburgh					Deshpande, Bishop e Kanrandikar (1991)	
INGLATERRA	Birmingham e British Coal Utilization Reseach & Assoc.		Oliver e Wriqth (1964)				
ISRAEL	Tel Aviv				Shoham, Dukler e Taitel (1982)		
	Technion					Hetsroni <i>et al.</i> (1998)	
BRASIL	Unicamp					Camargo (1991)	
	Unicamp e Petrobras						Franca <i>et al.</i> (2008)
RUSSIA				Korosotov (1974)			
JAPÃO	Kyushu				Kago <i>et al.</i> (1986)		

Através da revisão bibliográfica realizada, foi possível perceber que, a maior parte dos artigos não estuda especificamente o padrão de escoamento intermitente, e em praticamente todos os experimentos descritos nos trabalhos pesquisados, foram mantidas basicamente duas condições de contorno: ou a temperatura na superfície da parede constante ou o fluxo de calor constante. Também foi possível notar que em quase todos os trabalhos, exceto em Camargo (1991), em Zhang *et al.* (2004) e Franca *et al.* (2008), a mistura bifásica foi aquecida. Os autores, os quais desenvolveram modelos baseados em dados experimentais em que a mistura bifásica foi

resfriada, sustentam que os modelos também são aplicados tanto para o aquecimento quanto para o resfriamento da mistura. Outro ponto importante a enfatizar, foi o que o maior comprimento de tubulação utilizada nos experimentos ser de 4,572 m.

Conclui-se então que, atualmente a maioria dos artigos publicados leva em conta a transferência de calor em tubulações de pequenos comprimentos, com o aquecimento da mistura bifásica com fluxo de calor constante sem analisar especificamente o padrão de escoamento intermitente.

Dentre as referências analisadas neste capítulo, apenas os modelos propostos por Shah (1981), Kago *et al.* (1986), Camargo (1991) e Kim e Ghajar (2006) foram utilizados no estudo com vista a comparar os resultados experimentais. O modelo de Kim e Ghajar (2006) foi selecionado por ser o mais recente, o de Camargo (1991), por ser uma modelagem mecanicista com fortes fundamentos hidrodinâmicos do escoamento intermitente. Já os modelos de Shah (1981) e Kago *et al.* (1986) foram selecionados com o objetivo de ser realizada uma comparação de outros modelos bastante conhecidos e utilizados na literatura.

Capítulo 3

Descrição do Aparato Experimental

Neste capítulo serão descritas as características do aparato experimental, com os seus equipamentos e os instrumentos utilizados em cada um dos sistemas que o compõem, as técnicas de medição e aquisição de dados, os métodos utilizados na aferição dos instrumentos e os procedimentos seguidos durante a realização dos ensaios.

3.1. Características Gerais do Sistema

Neste trabalho foi projetado e construído um aparato experimental no Labpetro da Unicamp para serem realizados os ensaios monofásicos e bifásicos. Como durante a produção de petróleo – uma mistura bifásica quente – esse fluido troca calor com a água do mar, em um longo trecho praticamente horizontal; neste estudo foi montado um aparato experimental de maior comprimento, 6,071 m, para resfriar a mistura bifásica, água e ar. O objetivo desse aparato foi a obtenção de dados experimentais da transferência de calor no padrão de escoamento intermitente com condições mais próximas das condições operacionais na produção dos campos de petróleo no mar. Cabe ressaltar que, devido às limitações do aparato experimental e da metodologia experimental adotada, não foi possível manter constante a temperatura do fluido refrigerante. Durante a montagem foram tomados todos os cuidados para evitar a formação de ressaltos no interior da tubulação, pois isso pode influir no padrão de escoamento.

Na Figura 3.1 está apresentado esquematicamente o aparato experimental, que consiste basicamente de um circuito fechado para que circule a mistura bifásica aquecida (água e ar) em

regime de escoamento permanente e um circuito, também fechado, de água gelada para trocar calor com a mistura aquecida.

O aparato foi dividido nos seguintes sistemas: sistema de injeção de líquido, sistema de injeção de ar comprimido, sistema de refrigeração, sistema de troca térmica, sistema de aquisição de dados e sistema de visualização. O esquema de cada um dos sistemas que compunha o aparato experimental está exibido na Figura 3.1.

Esses sistemas serão detalhados ao longo das seções seguintes.

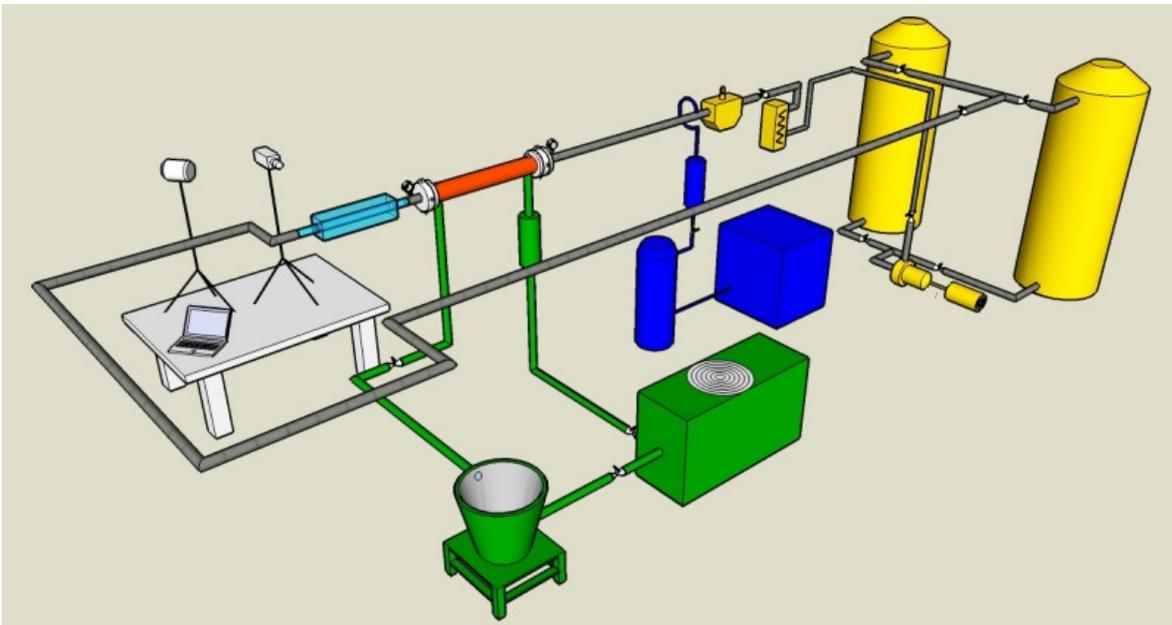


Figura 3.1: Esquema do aparato experimental.

Legenda:

- Sistema de Injeção de Líquido
- Sistema de Injeção de Ar Comprimido
- Sistema de Refrigeração
- Sistema de Troca Térmica
- Sistema de Visualização

Na Tabela 3.1 foram listadas as características da tubulação dos trechos e seções do aparato experimental.

Tabela 3.1: Características da tubulação do aparato experimental.

	Material	Condut. Térmica [W/(m.K)]	Rugosidade (m)	DI (m)	DE (m)	L (m)	L/D
Trecho à jusante da injeção de ar	Aço Galvanizado	25	0,00015	0,0535	0,060	17,74	332
Seção de troca térmica (tubo interno)	Cobre	398	$1,5 \cdot 10^{-6}$	0,052	0,054	6,071	129
Seção de troca térmica (tubo externo)	PVC	-	-	0,075	0,085	5,996	80
Seção de visualização	Acrílico	-	-	0,050	0,059	0,86	17
Trecho à montante da curva de retorno	Aço Galvanizado	25	0,00015	0,0535	0,060	4,40	82
Trecho de retorno	Aço Galvanizado	25	0,00015	0,0535	0,060	81	-

3.1.1. Sistema de Injeção de Líquido

O sistema de injeção de líquido é responsável por armazenar, bombear e aquecer o líquido. O líquido utilizado neste estudo foi a água. Esse sistema é composto por dois tanques (2 m³ e 4 m³), uma bomba com seu motor e inversor de frequência e um aquecedor de fluido com controlador. Uma ilustração desse sistema é apresentada na Figura 3.2. A foto dos tanques e da bomba está mostrada na Figura 3.3. A Tabela 3.2 apresenta as características da bomba e do seu motor e inversor de frequência.

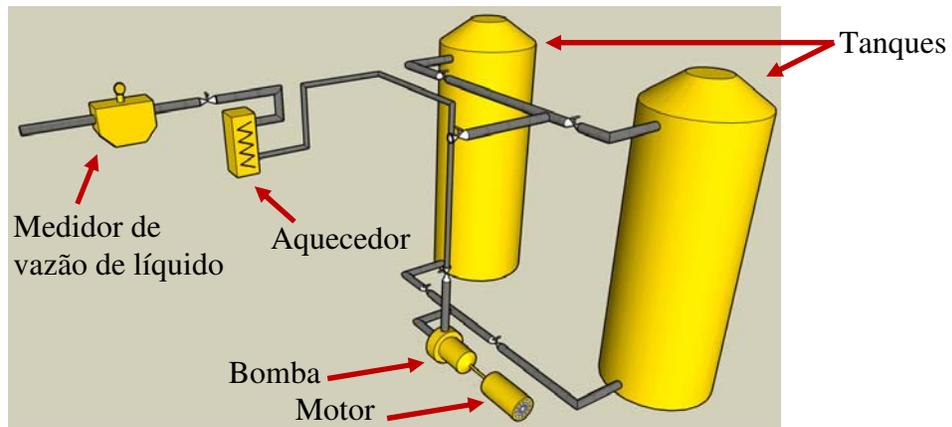


Figura 3.2: Ilustração do sistema de injeção de líquido.



Figura 3.3: Foto dos tanques e do conjunto bomba e motor do sistema de injeção de líquido.

Tabela 3.2: Características dos equipamentos de bombeamento.

	Fabricante	Modelo	Faixa (W)	Rotação (rpm)
Bomba	Imbil	ITAP	-	-
Motor	WEG	-	0 - 15000	0 - 1760
Inversor de Frequência	Vacon	NXL	250 - 30000	-

Nesse sistema o líquido é bombeado dos tanques por uma bomba e passa por um sistema de aquecimento que garante a entrada desse na seção de teste, sempre a uma temperatura constante acima de 308 K. O aquecimento do líquido, a essa temperatura, tem a função de garantir uma boa

troca térmica na seção de transferência de calor. Esse aquecedor apresenta as características informadas na Tabela 3.3.

Vale ressaltar que o líquido utilizado no experimento era periodicamente filtrado, através de sua circulação em um filtro cartucho com capacidade de filtragem de 2 μm . Esse filtro tinha o objetivo de reter o material particulado em meio líquido.

Tabela 3.3: Propriedades do aquecedor.

	Fabricante	Modelo	Potência (W)	Voltagem (V)	Diâmetro (m)	Material	Sinal de Saída (mA)
Aquecedor de Passagem	HG Resistência	-	40000	380	0,0508	Aço 1020	4 - 20
Controlador	Novus	N 1100	-	-	-	-	4 - 20

O medidor de vazão de líquido mede a vazão mássica do líquido aquecido bombeado no sistema. As características desse medidor estão exibidas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4: Propriedades do medidor de vazão de líquido.

	Fabricante	Tipo	Modelo	Série	Diâmetro (m)	Faixa (kg/s)	Sinal de saída (mA)	Incerteza
Medidor de vazão	Emerson	Coriolis	Micro-Motion	F200S	0,0508	0 - 12	-	$\pm 0,03\%$
Transmissor	Emerson	Multivariável	MVD 2700	-	-	-	4 - 20	-

3.1.2. Sistema de Injeção de Ar Comprimido

Logo após o sistema de injeção de líquido, está o sistema de injeção de ar comprimido, utilizado para introduzir ar na tubulação de líquido. Esse sistema está representado na Figura 3.4.

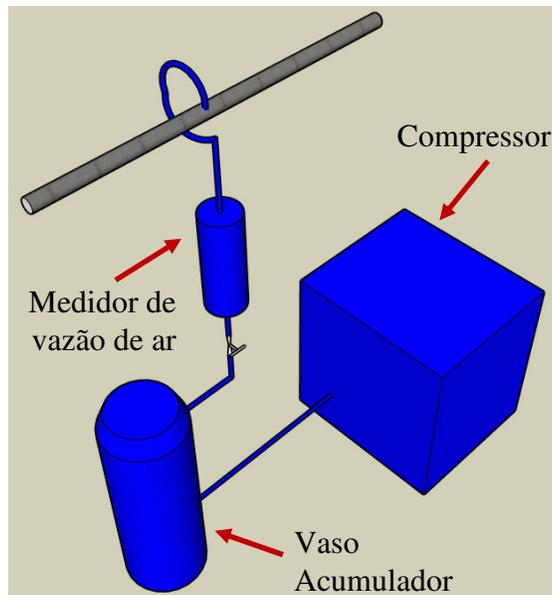


Figura 3.4: Ilustração do sistema de injeção de ar comprimido

A alimentação de ar, através da rede de ar comprimido do Labpetro, é constituída por um compressor de ar rotativo, bem como por dois vasos acumuladores de ar com volume de $1,0 \text{ m}^3$ cada. Esses vasos acumuladores atuam como reservatórios para evitar grandes variações na pressão do ar comprimido. Esse conjunto abastece uma tubulação de diâmetro de $0,0762 \text{ m}$, em anel, que distribui o ar comprimido para todo o laboratório. A tubulação possui purgadores de água eletrônicos espalhados em diversos pontos do laboratório para garantir a baixa umidade do ar durante o uso. A Tabela 3.5 aponta as propriedades do compressor.

Tabela 3.5: Propriedades do compressor de ar

	Tipo	Potência (W)	Vazão de Saída (m^3/s)	Pressão Máxima de Operação (Pa)
Compressor de Ar	Rotativo	37285	0,0970	960000

Dois mangueiras com diâmetro interno de $0,004 \text{ m}$ e $0,001 \text{ m}$ de espessura são conectadas com engate rápido no sistema de injeção de ar, com o objetivo de fornecer ar comprimido para o medidor de vazão e para dentro da tubulação do sistema de injeção de líquido. As duas mangueiras tem as seguintes características:

- uma de 3 m com uma extremidade conectada na rede de ar comprimido central do Labpetro, e outra extremidade à montante do medidor de vazão de ar;

- outra de 7,5 m com uma extremidade a jusante do medidor de vazão de ar, e outra conectada à extremidade no tubo de aço perfurado, que irá injetar uniformemente o ar comprimido na tubulação do sistema de injeção de líquido.

A vazão de ar foi medida por meio de elementos de fluxo laminar da Meriam, geralmente denominados simplesmente LFE (*Laminar Flow Elements*). O medidor de vazão de ar instalado para monitorar e controlar a vazão de ar possui as características descritas na Tabela 3.6.

Tabela 3.6: Propriedades do medidor de vazão de ar.

	Fabricante	Tipo	Modelo	Diâmetro (m)	Máxima medida (kg/s)	Máximo DP (Pa)	Incerteza
Medidor de vazão de ar	Meriam	Elemento Laminar	50MW20-2	0,0508	0,0226	1992	$\pm 0,72\%$

Foi também instalado um computador de vazão do mesmo fabricante do medidor de vazão de ar cujas características são apresentadas na Tabela 3.7. Esse computador recebe todas as informações dos sensores de pressão e temperatura instalados próximo ao medidor de vazão e retorna com o valor de vazão de gás de acordo com o cálculo descrito na Seção 3.2.3.

Tabela 3.7: Propriedades do computador de vazão de ar.

	Fabricante	Série	Versão do Software	Versão do Hardware	Sinal de Saída (mA)
Computador de Vazão Ar	Meriam	1900	02.12.166	01.01.00	4 - 20

Na Figura 3.5 são exibidos os seguintes itens do sistema de injeção de ar: a válvula de controle de vazão, o sensor de pressão local, o sensor de temperatura local e o medidor de vazão com os locais em que são medidas as pressões de entrada e saída do medidor de vazão. As características dos sensores de pressão podem ser observadas na Tabela 3.8. Todo esse conjunto descrito, junto com as mangueiras, está ilustrado na Figura 3.6.

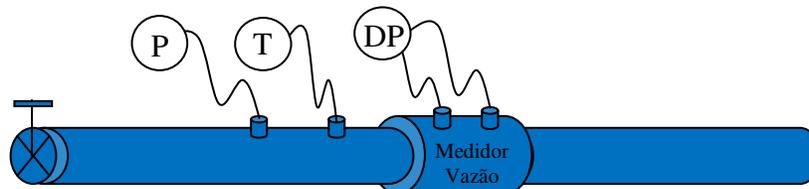
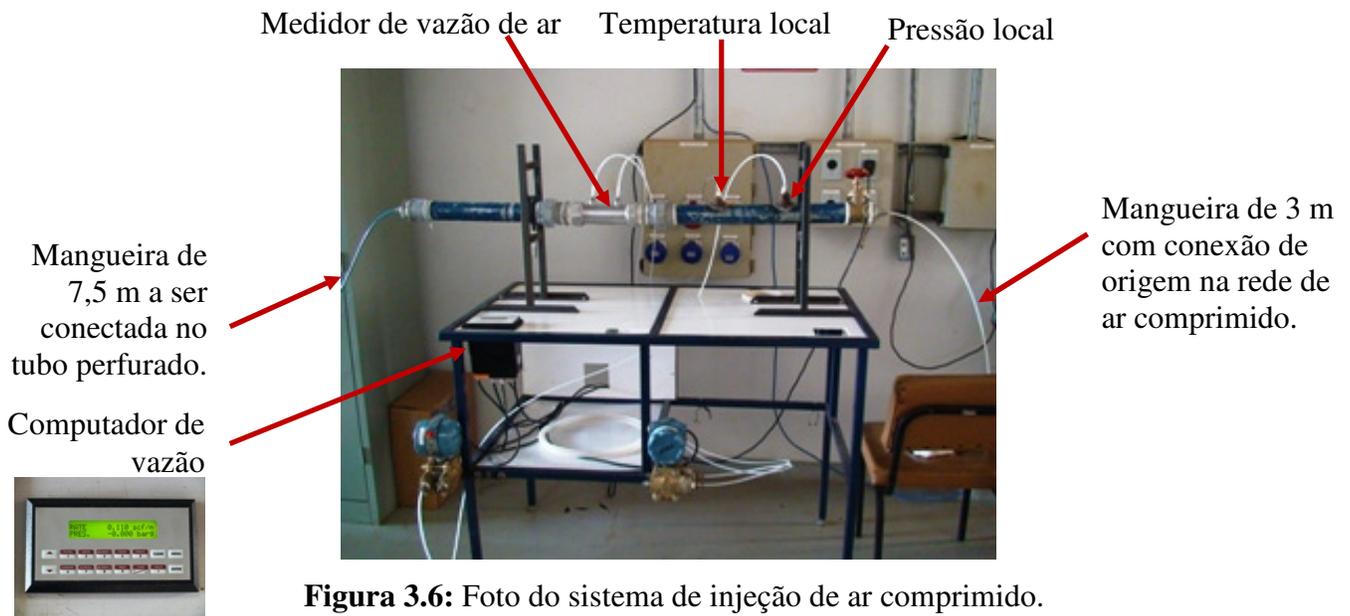


Figura 3.5: Esquema do tubo medidor de vazão do sistema de ar comprimido.

Tabela 3.8: Propriedades dos sensores de pressão.

	Fabricante	Modelo	Faixa (Pa)
Sensor de Pressão Local	Rosemount	1151 Smart	0 - 400000
DP do Medidor de Vazão	Rosemount	OMEGA PX-750	0 - 7620



O tubo de aço perfurado, localizado à jusante do medidor de vazão de ar, tem a finalidade de injetar o ar comprimido para dentro da tubulação de forma homogênea. Esse tubo é concêntrico à tubulação principal, com 8 seções transversais de 4 furos defasados em 90° e está vedado na extremidade, de forma que o ar seja forçado a sair somente pelos furos pequenos. A Figura 3.7 exhibe o esquema e a Figura 3.8, a foto do tubo de injeção de ar comprimido.

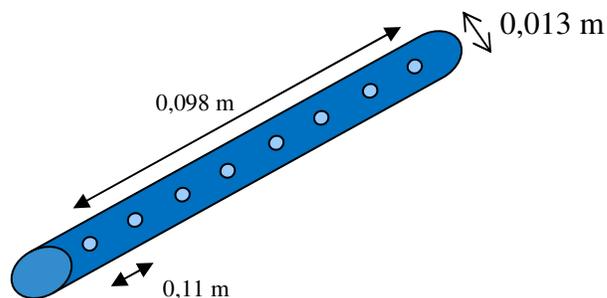


Figura 3.7: Esquema da seção reta do tubo de injeção de ar comprimido.

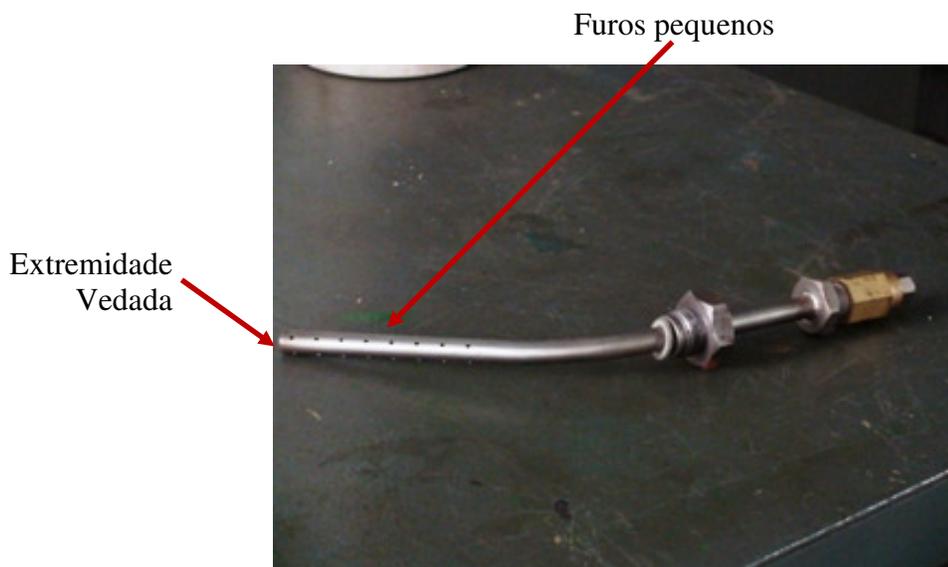


Figura 3.8: Foto do tubo de injeção de ar comprimido.

O local em que ocorre a mistura de ar e água, tubo de aço perfurado, foi projetado para ser semelhante ao misturador descrito no artigo de Kim e Ghajar (2002). À montante desse tubo, foi instalada uma *check valve*, fabricada pela Mipel, para evitar que o líquido entre no sistema de injeção de ar comprimido. A especificação do tubo de injeção de ar comprimido está apresentada na Tabela 3.9.

Tabela 3.9: Especificação do tubo de injeção de ar comprimido.

Nº furos	DI furos (m)	DI tubo (m)	DE tubo (m)	Distância entre furos (m)	Comprimento (m)
8	0,0016	0,011	0,013	0,011	0,098

3.1.3. Sistema de Refrigeração

O sistema de refrigeração tem o objetivo de injetar água gelada no sistema de troca térmica para resfriar o escoamento bifásico em estudo. Esse sistema é um circuito fechado, tal como está representado na Figura 3.9.

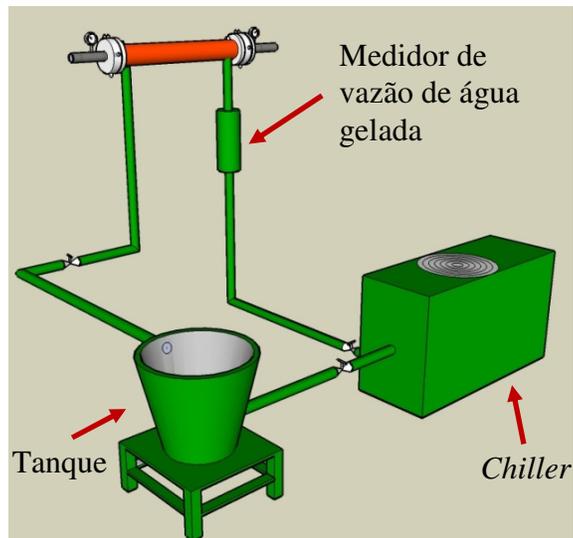


Figura 3.9: Ilustração do circuito de refrigeração.

O *chiller* resfria e bombeia água gelada para a seção de troca térmica. Na seção de troca térmica, a água gelada circula pelo anular e ganha calor do fluido interno aquecido. Dessa forma, a água gelada entra no sistema de troca térmica, a uma temperatura mais baixa do que na saída desse sistema. O tanque tem a função de armazenar e de evitar que a água gelada, após trocar calor, entre no *chiller* a uma temperatura muito elevada.

A bomba do *chiller* tem a capacidade de fornecer até $0,005 \text{ m}^3/\text{s}$, de acordo com a perda de carga no sistema. O controle da vazão de água gelada é realizado manualmente, através de uma válvula de controle logo à jusante do *chiller*. Após passar pelo sistema de troca térmica, a água retorna para o tanque com capacidade de armazenar $0,5 \text{ m}^3$ de água, passa pelo *chiller* para ser resfriada novamente e retornar ao sistema de troca térmica à temperatura requerida.

Com relação ao medidor de vazão de água gelada utilizado, o manual do fabricante recomenda que o comprimento mínimo, à montante, seja de $0,254 \text{ m}$ e, à jusante, de $0,125 \text{ m}$. Desse modo, foram montados 2 tubos retos à montante e à jusante do medidor com um comprimento de $0,78 \text{ m}$ e $0,68 \text{ m}$, respectivamente. As características do *chiller* e do medidor de vazão estão registradas na Tabela 3.10.

Tabela 3.10: Propriedades do *chiller* e do medidor de vazão de água gelada.

	Fabricante	Tipo	Modelo	Potência (W)	Diâmetro (m)	Faixa (m ³ /s)	Incerteza
<i>Chiller</i>	Springer Carrier	Aquasnap	30RH020	61400	-	-	-
Medidor de Vazão de Água gelada	Contech	Turbina	SVTL	-	0,0254	0 - 0,0038	±0,5 %

3.1.4. Sistema de Troca Térmica

Esse é o principal sistema de todo aparato experimental. É o sistema onde serão medidas as temperaturas, pois é nele que ocorrerá a troca térmica entre o escoamento, monofásico ou bifásico, pré-aquecido e a água gelada. O sistema de troca térmica inclui a seção de troca térmica propriamente dita, além dos sensores de temperatura e de pressão. A Figura 3.10 apresenta o esquema do sistema de troca térmica, e a Figura 3.11, a foto do sistema instalado.

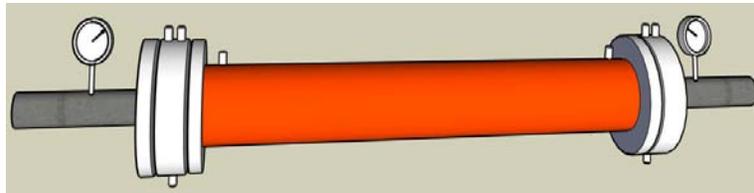


Figura 3.10: Esquema do sistema de troca térmica.



Figura 3.11: Sistema de troca térmica instalado.

O objetivo desse sistema é simular a transferência de calor com elevados gradientes de temperatura, tal como ocorre no fundo do mar durante o escoamento do petróleo quente no

interior do duto submarino, com a água do mar gelada ao redor desse duto. Para a obtenção de um elevado diferencial de temperatura na entrada do sistema de troca térmica, optou-se por utilizar uma seção de troca térmica coaxial de correntes paralelas (co-corrente).

Nesse sistema, foram obtidas as temperaturas em 2 diferentes locais do escoamento interno e do escoamento externo, água gelada. Os locais selecionados foram os flanges de entrada e saída do sistema de troca térmica, conforme está ilustrado na Figura 3.10. Essas temperaturas são de fundamental importância para o cálculo do h_{TP} experimental.

O sistema de troca térmica é constituído basicamente por 2 tubos de cobre, com 5,00 m e 1,071 m, conectados através de 1 luva de bronze soldada aos tubos com solda de prata, por onde escoa a mistura de líquido e gás, e uma tubulação de PVC externamente à tubulação de cobre (que forma o espaço anular), por onde escoa a água gelada. Essa água entra no interior do sistema através de um bocal, direcionada para a parte externa da tubulação de cobre, conforme apresenta a Figura 3.12. A Figura 3.13 apresenta os detalhes da tubulação de cobre, PVC e o flange de entrada.

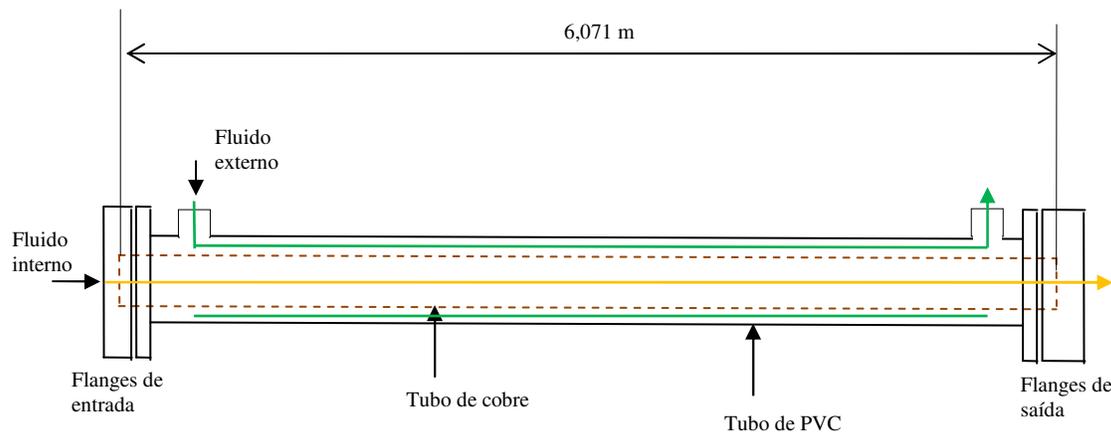


Figura 3.12: Esquema da seção de troca térmica.

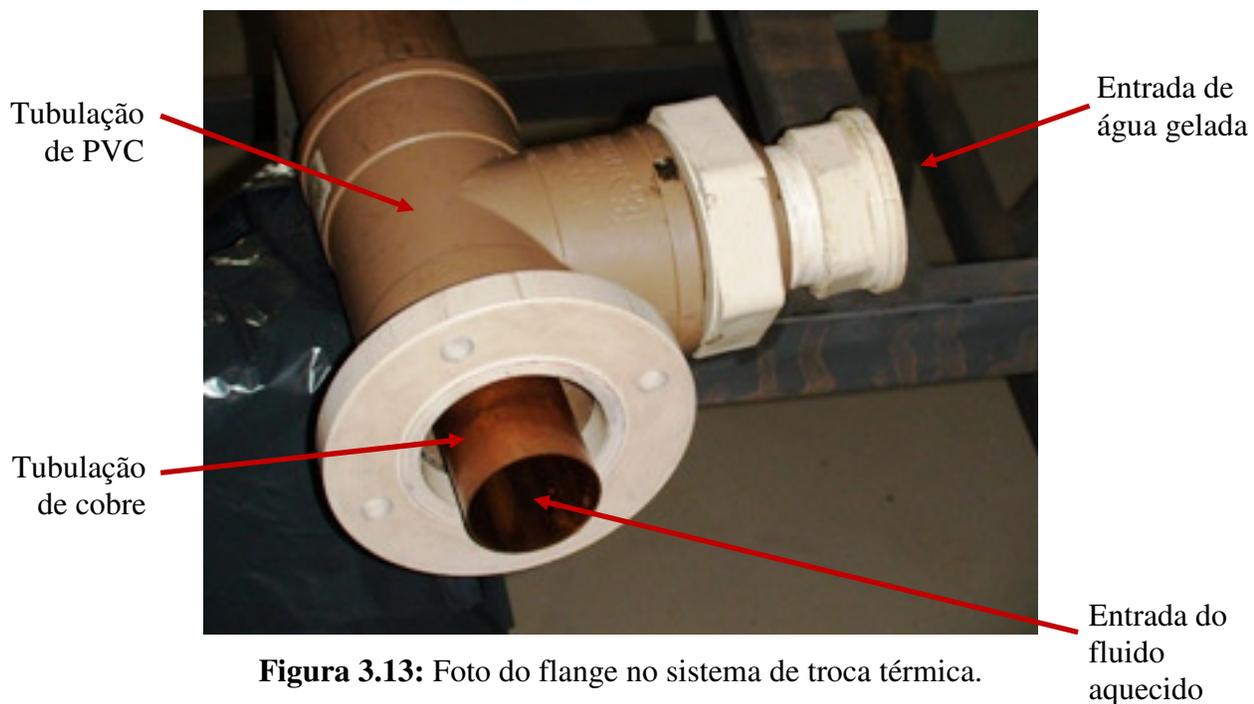


Figura 3.13: Foto do flange no sistema de troca térmica.

A tubulação de cobre com pequena espessura (0,001 m), foi utilizada no experimento por apresentar uma elevada condutividade térmica. Dessa forma, a transferência de calor dominante foi a convecção, sendo desconsiderada a condutividade térmica na tubulação de cobre. Outra característica da tubulação de cobre foi a sua flexibilidade de ser removível do sistema, ou seja, ela não foi soldada em nenhum dos flanges de entrada e de saída, nem no tubo de PVC que a envolvia. Com isso, foi possível realizar eventuais reparos na seção com maior facilidade.

Para garantir uma boa estabilidade no espaço anular entre a tubulação de cobre e a de PVC, foram soldados, com solda de prata, dentes de bronze na tubulação de cobre. Esses dentes de 0,01 m de altura, se somados à altura do diâmetro externo do cobre, atingiram um diâmetro de 0,074 m. Com isso, foi possível chegar a um diâmetro muito próximo ao diâmetro interno da tubulação de PVC, 0,075 m. Foram soldados 3 dentes em cada seção transversal do tubo de cobre, espaçados de 1 em 1 metro ao longo do comprimento do tubo, de a forma a permitir que a altura do anular, entre os tubos de cobre e PVC, fosse constante ao longo de todo o comprimento.

A Figura 3.14 ilustra esquematicamente os dentes soldados na tubulação de cobre.

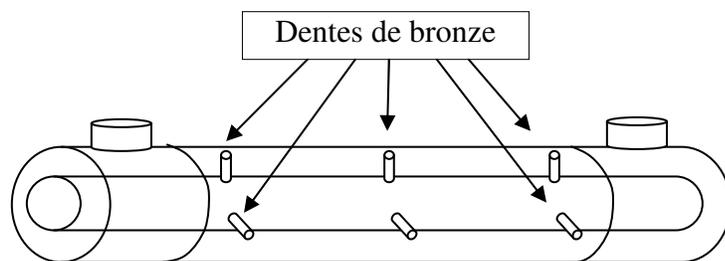


Figura 3.14: Esquema dos dentes de bronze.

Para garantir que o fluxo de calor recebido pela água gelada viesse somente do fluido interno pré-aquecido, o tubo de PVC foi envolvido por uma espuma elastomérica – um isolante térmico produzido a partir de borracha sintética de alta densidade ($60 \pm 6 \text{ kg/m}^3$), com baixíssima condutividade térmica ($0,029 \text{ W/(m.K)}$) e $0,015 \text{ m}$ de espessura.

Para medir as temperaturas do sistema, utilizaram-se 10 termopares do tipo J. A Figura 3.15 detalha os termopares antes de serem instalados na seção de troca térmica.

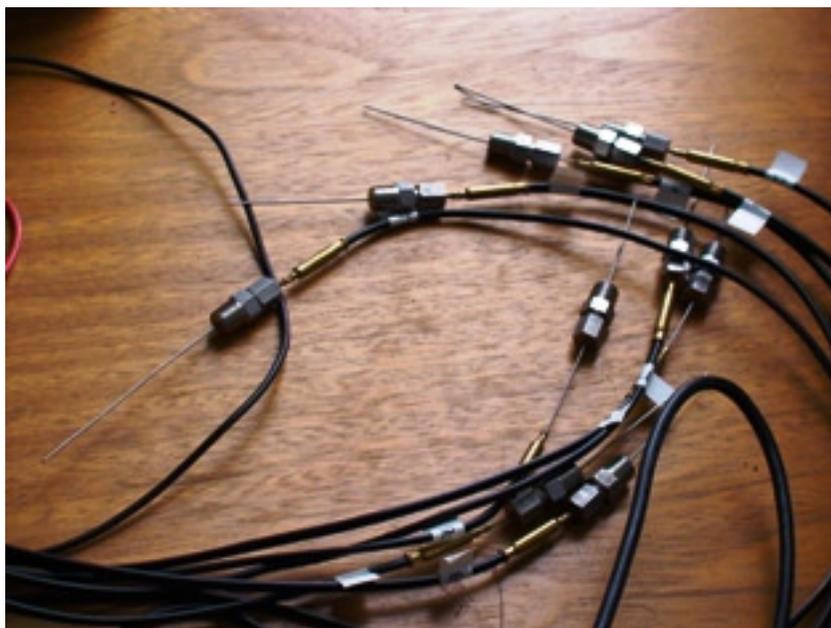


Figura 3.15: Foto dos termopares antes de serem instalados.

Esses termopares foram instalados nos flanges de entrada e de saída da seção de troca térmica, sendo 5 termopares com cabos que conectam o termopar até o sistema de aquisição de

dados de 5 m de comprimento, localizados no flange de entrada, e 5 termopares com cabos de 12 m de comprimento, localizados no flange de saída do sistema conforme apresenta a Figura 3.16. Esses 5 termopares nos flanges de entrada e de saída realizaram as seguintes funções:

- 3 em contato com a parede da tubulação de cobre;
- 1 em contato com fluido interno pré-aquecido (interior da tubulação de cobre);
- 1 em contato com o fluido externo (anular entre a tubulação de cobre e de PVC).

Na Figura 3.16, apresenta-se a vista lateral do sistema de troca térmica com o foco na localização desses termopares. Vale ressaltar a pequena distância entre os pontos em que são lidas as temperaturas do fluido interno, da parede da tubulação e do fluido externo. Na Figura 3.17, apresenta-se a vista frontal da localização dos termopares.

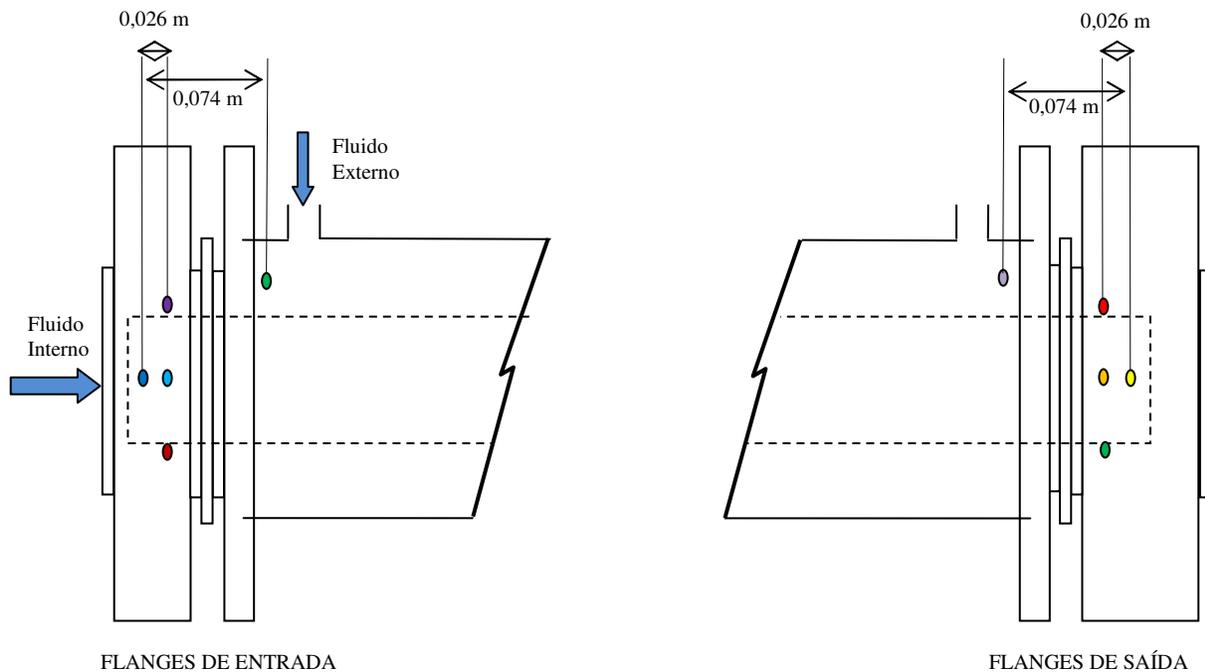


Figura 3.16: Vista lateral da localização dos termopares.



Figura 3.17: Vista frontal da localização dos termopares.

Na Tabela 3.11 faz-se um resumo da localização dos termopares com suas alturas, comprimento de seus cabos e o módulo, além do canal em que se conectam no sistema de aquisição de dados.

A altura de um termopar foi definida como sendo o trecho entre a extremidade em que localizava-se o ponto de medida da temperatura e o início do cabo de conexão com o sistema de aquisição de dados.

Tabela 3.11: Identificação dos termopares.

Nº Termopar	Comprimento do cabo (m)	Altura (m)	Local	Nº Módulo	Nº Canal
T ₁	5	0,120	Entrada - Centro duto cobre	2	0
T ₂	5	0,085	Entrada - Fundo parede cobre	2	1
T ₃	5	0,085	Entrada - Lateral parede cobre	2	2
T ₄	5	0,085	Entrada - Topo parede cobre	2	3
T ₅	5	0,085	Entrada - Anular cobre/PVC	3	0
T ₆	12	0,120	Saída - Centro duto cobre	3	1
T ₇	12	0,085	Saída - Topo parede cobre	3	2
T ₈	12	0,085	Saída - Lateral parede cobre	3	3
T ₉	12	0,085	Saída - Fundo parede cobre	4	0
T ₁₀	12	0,085	Saída - Anular cobre/PVC	4	1

Os termopares são encapsulados e conectados ao sistema de aquisição de dados, através de cabos com revestimento de PVC. Todos estão conectados no sistema de troca térmica através de

um buçim, com rosca 1/8 NPT. Os termopares tem 0,001 m de diâmetro, para obterem um tempo rápido de resposta e não interferirem no fluxo. Dos 10 termopares utilizados, 8 tem 0,085 m e 2 (que estão em contato com o fluido interior) tem 0,120 m de altura. A Tabela 3.12 resume as características dos termopares.

Tabela 3.12: Característica dos termopares.

	Tipo	Encapsulado	Diâmetro (m)	Altura (m)	Tipo Rosca do Bucim	DE Revestimento cabo (m)
Termopar	J (ferro/constantan)	Sim	0,001	0,085 e 0,120	1/8 NPT	0,0034

A foto do flange de entrada é mostrada na Figura 3.18, com destaque para os furos, onde os buçins dos termopares são rosqueados e a Figura 3.19 mostra a foto do flange de entrada da seção com os termopares já instalados.

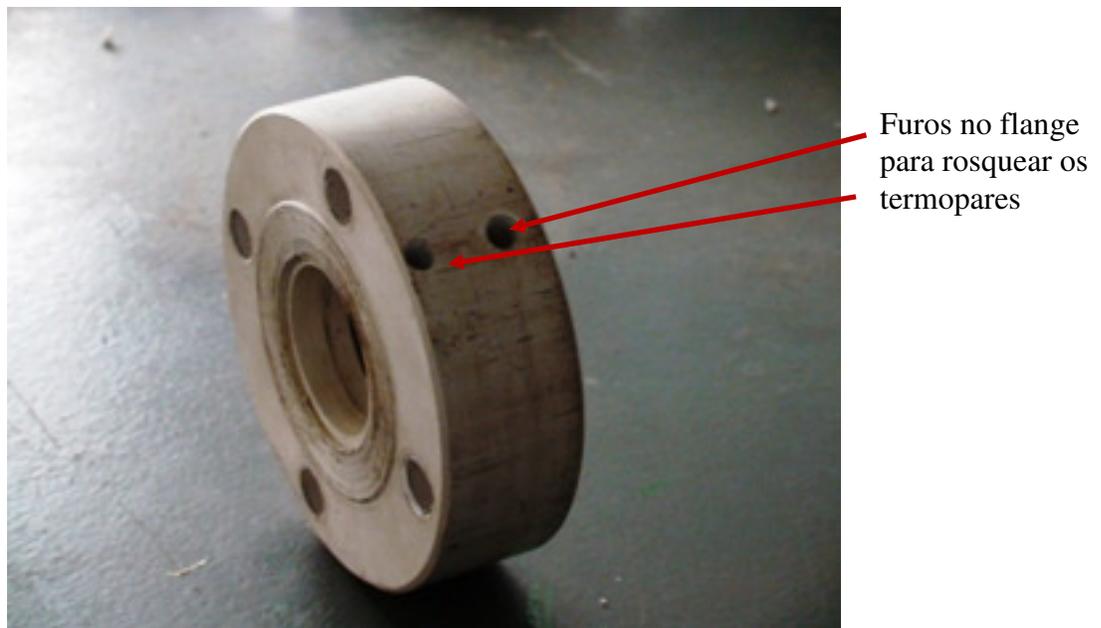


Figura 3.18: Foto do flange de entrada do sistema de troca térmica.



Figura 3.19: Foto dos termopares instalados no flange de entrada.

Foi utilizado um sensor de pressão para medir a pressão local na entrada do sistema e um sensor de pressão com o objetivo de medir o diferencial entre as pressões na entrada e na saída da seção. A distância entre os dois pontos de medição de pressão diferencial, na entrada e na saída, foi de 6,210 m.

A Tabela 3.13 reúne as características dos sensores de pressão do sistema de troca térmica.

Tabela 3.13: Características dos sensores do sistema de troca térmica.

Sensor	Fabricante	Modelo	Faixa (Pa)	Sinal de Saída (mA)
Pressão Local	TER-PRESS	TP-ST18	0 - 510000	4 - 20
Diferencial de Pressão	Rosemount	OMEGA PX-750	0 - 37363	4 - 20

3.1.5. Sistema de Aquisição de Dados

O objetivo desse sistema é realizar a aquisição dos sinais lidos pelos sensores que medem o diferencial de pressão no sistema de troca térmica (DP_{TT}), a pressão na entrada do sistema de troca térmica (P_{TT}), a vazão mássica de líquido (m_L), a vazão mássica de gás (m_G), a vazão de água gelada (Q_{AG}) e também os sinais dos termopares instalados no sistema de troca térmica.

O equipamento utilizado para a aquisição de dados tem a opção de utilizar até 8 módulos de entrada. Desses 8 módulos disponíveis, somente 4 foram utilizados para realizar a leitura analógica dos sinais, sendo 1 módulo para a leitura de corrente na faixa de 4 a 20 mA e 3 para a leitura de tensão na faixa de ± 125 mV. A Figura 3.20 mostra a foto do equipamento de aquisição de dados, e a Tabela 3.14 apresenta as características desse equipamento.

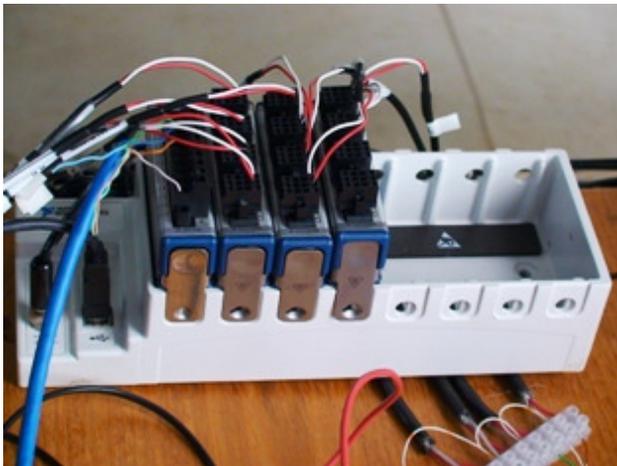


Figura 3.20: Foto do equipamento de aquisição de dados.

Tabela 3.14: Características do equipamento de aquisição de dados.

Equipamento	Fabricante	Modelo	Nº Max Módulos Entrada	Tipo de Leitura	Faixa (mA)	Faixa (mV)
Compact DAQ	National Instruments	NIcDAQ-9172	8	Analógica	4 - 20	± 125

O aplicativo utilizado para fazer a leitura do sistema de aquisição de dados foi o *LABVIEW Signal Express*, versão 2.0.0 instalado em um *laptop* com as especificações descritas na Tabela

3.15. A conexão entre o equipamento de aquisição de dados e a estação de trabalho foi realizada através da porta USB.

A Figura 3.21 apresenta um esquema geral de como se dava a aquisição de dados e a Figura 3.22 mostra a foto desse sistema.

Tabela 3.15: Características do sistema de aquisição de dados.

Sistema de Aquisição de Dados	Modelo	Processador	Versão	CPU (GHz)	Memória RAM (GB)
Laptop	Toshiba Satellite A205	Intel Core 2	-	1.73	2,00
Programa	LABVIEW	-	2.0.0	-	-



Figura 3.21: Esquema geral da aquisição de dados.



Figura 3.22: Foto do sistema de aquisição de dados.

No módulo de corrente, módulo NI 9203, foram conectados todos os sensores de vazão mássica e volumétrica (m_L , m_G e Q_{AG}), o sensor do diferencial de pressão (DP_{TT}) e o de pressão manométrica (P_{TT}), conforme mostrado no esquema da Figura 3.23.

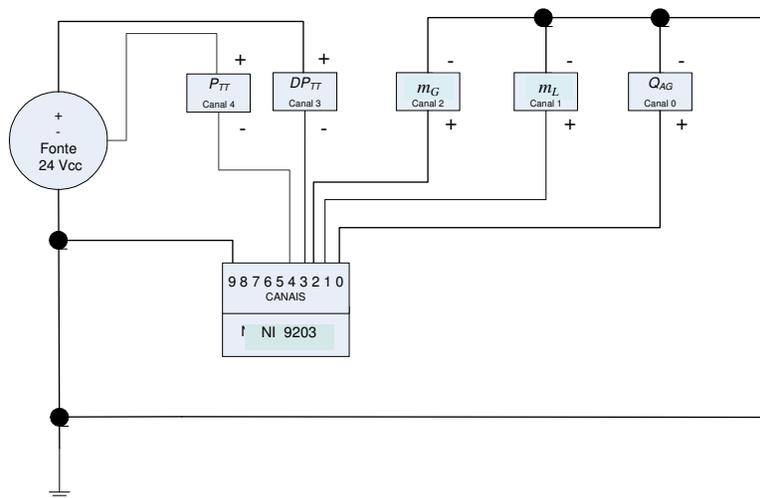


Figura 3.23: Esquema da conexão dos sensores no módulo de corrente NI 9203.

Nos 3 módulos que medem tensão (módulos NI 9219), com 4 canais cada um, foram conectados os 10 termopares da seguinte forma:

- 2 módulos com 4 termopares;
- 1 módulo com 2 termopares.

A Figura 3.24 apresenta o esquema de conexão dos termopares em 1 canal. Esse mesmo esquema foi aplicado para todos os termopares.

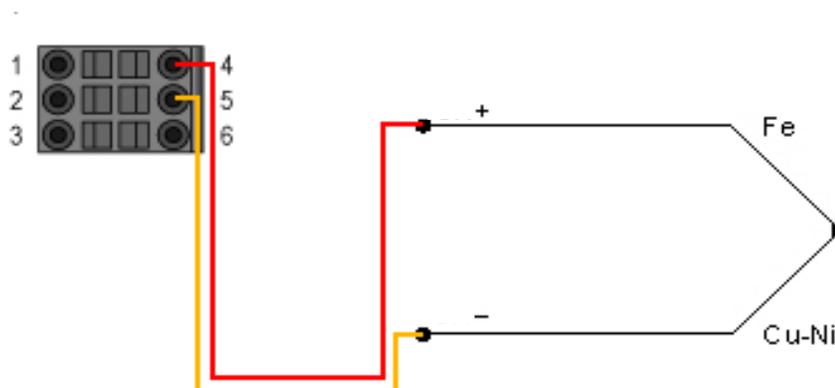


Figura 3.24: Esquema da conexão de um termopar no canal do módulo de tensão NI 9219.

Nesse módulo, realizou-se a leitura direta dos termopares através da opção *Themocouple*, específica para o termopar tipo J do aplicativo utilizado para fazer a leitura do sistema de aquisição. Dessa forma, a compensação da junta fria foi realizada pelo próprio sistema, minimizando qualquer diferencial de temperatura entre a junta fria e os cabos de conexão dos termopares. Essa opção também atuou como um amplificador e filtro de sinal, pois os termopares geravam sinais de baixas voltagens com ruídos.

3.1.6. Sistema de Visualização

Esse sistema tem o objetivo de gravar as imagens do escoamento para, com isso, obter algumas características hidrodinâmicas. As imagens gravadas são comparadas com o resultado do modelo descrito na Seção 2.1. As características que se deseja obter são as seguintes: velocidade da célula unitária (U_t), frequência da célula unitária (ν_u), velocidade do pistão de líquido (U_p), comprimento do pistão de líquido (L_p) e comprimento do filme de líquido (L_f).

A Figura 3.25 mostra uma foto de todos os componentes desse sistema que são os seguintes:

- seção transparente de acrílico, com 0,74 m de comprimento, para poder capturar as imagens do escoamento. Essa seção está apresentada na Figura 3.26;
- câmera digital *Motion ProX3 (Redlake)*, capaz de capturar até 1000 quadros/s, com memória interna de 4 GB;
- luminária do tipo LED (*Dantec Dynamics*), sincronizada com a taxa de aquisição da câmera a fim de iluminar a seção de visualização;
- aplicativo *Motion Studio*, responsável pela aquisição e gravação das imagens diretamente no disco rígido do *laptop* Sony Vaio (Modelo VGN-FZ350AE), com processador Intel Core 2 Duo T8100 (Velocidade: 2.1GHz) e memória RAM de 2GB;
- aplicativo *Image Pro*, responsável pelo tratamento das imagens.

Ao utilizar o sistema *Image Pro* de tratamento de imagens, são considerados muitos fatores que influem na obtenção de imagens de boa qualidade e, conseqüentemente, em resultados

confiáveis que refletem as características hidrodinâmicas do escoamento. Dentre esses fatores, listam-se os seguintes:

- nivelamento da câmera e do LED de acordo com a altura da seção transparente de visualização;
- posicionamento da câmera e do canhão de LED a, aproximadamente, 0,6 m de distância em relação a seção transparente;
- ajuste do foco e da abertura da lente da câmera realizados manualmente;
- aferição das dimensões da imagem em função da resolução da câmera, número de *pixels*, e do tempo necessário para serem obtidas as características do escoamento;
- aplicação de filtros nas imagens obtidas através do aplicativo *Image Pro*.



Figura 3.25: Foto dos equipamentos utilizados na filmagem.



Figura 3.26: Foto da seção de acrílico.

3.2. Aferição de Instrumentos

Nesta seção, são descritos os procedimentos estabelecidos na aferição dos instrumentos utilizados no aparato experimental.

3.2.1. Medidor de Vazão de Líquido

O medidor de vazão de líquido da Emerson foi calibrado pelo fabricante – certificado de aferição nº 14060545 – com uma incerteza $\pm 0,03\%$.

Também foram feitas algumas medidas com um tanque graduado e um cronômetro para validar as vazões lidas pelo sensor, em comparação com a medição do tempo necessário para preencher o volume conhecido do tanque.

3.2.2. Medidor de Vazão de Água Gelada

O medidor de vazão de água gelada da Contech foi calibrado pelo fabricante – certificado de aferição nº 07110176.

Esse medidor fornece uma precisão de $\pm 0,5\%$ para vazões entre 10 e 100% da máxima.

Também foram feitas algumas medidas com um tanque graduado e um cronômetro para validar as vazões lidas pelo sensor em comparação com a medição do tempo necessário para preencher o volume conhecido do tanque.

3.2.3. Medidor de Vazão de Ar

Os dados de aferição desse instrumento, fornecidos pela Companhia, são padronizados para vazões equivalentes de ar seco a 70°F e 29,92 polegadas de mercúrio absolutas (294,25 K e 101300 Pa abs, respectivamente). São fornecidas curvas e tabelas de vazão volumétrica de ar seco, Q_G , sob essas condições-padrão em unidades de pés cúbicos por minuto (CFM — *Cubic Feet per Minute*), em função da pressão diferencial (DP — *Differential Pressure*) produzida no LFE, em polegadas de água a 4°C. As curvas de ajuste são funções quadráticas da forma seguinte:

$$Q_{G-std} = B \cdot (DP) + C \cdot (DP)^2 \quad 3.1$$

Para o instrumento utilizado, os valores das constantes de aferição obtidos foram $B = 5,38934$ e $C = -0,0480466$ de acordo com o certificado de aferição nº 092407100407, fornecido pelo fabricante, com incerteza de $\pm 0,72\%$ de leitura sobre a faixa calibrada e nível de confiança de aproximadamente 95%.

Na Figura 3.27, representa-se a curva de calibração, fornecida pelo fabricante.

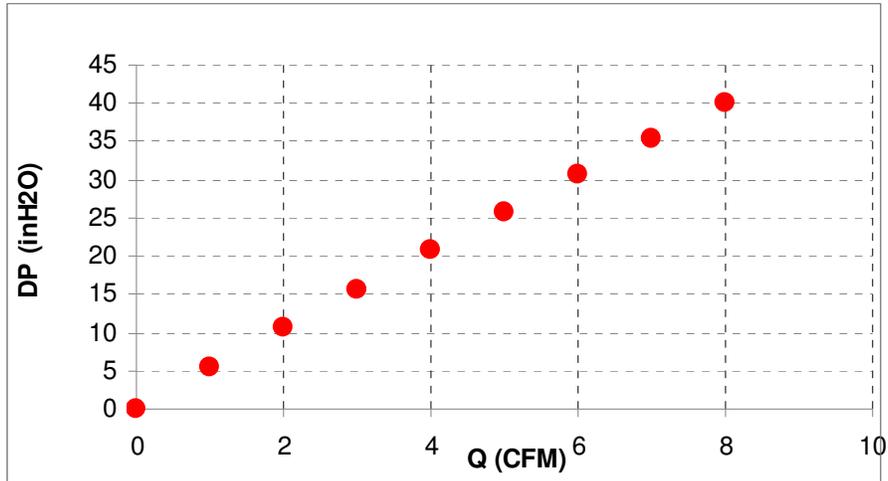


Figura 3.27: Curva de calibração do LFE utilizado.

A curva de calibração de cada LFE é normalizada para as condições-padrão citadas multiplicando os pontos de aferição pela seguinte razão:

$$\frac{\mu}{\mu_{std}} = \frac{\text{viscosidade do gás à temperatura de aferição}}{\text{viscosidade do gás a } 70^{\circ} F} \quad 3.2$$

Portanto, a fim de se obter a vazão volumétrica sob condições reais de operação, deve-se medir além da pressão diferencial, DP , a temperatura na entrada do LFE e aplicar a equação 3.3, (que já está embutida no computador de vazão):

$$Q_{G-local} = Q_{G-std} \cdot \left(\frac{\mu_{std}}{\mu} \right) \quad 3.3$$

A viscosidade do ar seco pode ser calculada por meio da equação 3.4 (também embutida no computador de vazão):

$$\mu = \mu_{seco} = \frac{14,58 \cdot T^{3/2}}{110,4 + T} \quad 3.4$$

A temperatura deve estar em Kelvin, e a viscosidade, em micropoise (1 micropoise = 10^{-7} N's/m²).

Como a tubulação de ar comprimido possui purgadores de água eletrônicos espalhados em diversos pontos do laboratório para garantir a baixa umidade do ar durante o uso, o ar foi considerado “seco”.

3.2.4. Sensor de Pressão

Para aferir os 4 sensores de pressão utilizados no aparato experimental foi utilizado o calibrador portátil Druck da GE, modelo DPI-615, com certificado de calibração do fabricante. A precisão desse calibrador variou da seguinte maneira: 0,025% fundo de escala (de 20000 – 2000000 Pa), 0,05% fundo de escala (até 7000 Pa) e 0,05% *span* (até 15000 Pa).

A opção utilizada no aparelho foi a PI (pressão corrente), na qual o calibrador forneceu uma pressão conhecida através de uma bomba de ar própria e fez a leitura do valor de corrente enviado pelo transmissor do sensor de pressão a ser calibrado. Em todos os sensores de pressão, a faixa dos valores de corrente lidos foi de 4 – 20 mA. Já os valores de pressão variaram de 0 – 400000 Pa, 0 – 6974 Pa, 0 – 37363 Pa e 0 – 500000 Pa para os sensores de pressão local do ar, diferencial de pressão no medidor de vazão de ar, diferencial de pressão na seção troca térmica e pressão local na entrada da seção de troca térmica, respectivamente.

Como o próprio calibrador contém uma fonte de 24 V e faz a leitura de corrente, não necessita de fonte e multímetros externos.

Da Figura 3.28 até a Figura 3.31 registram-se as curvas de aferição dos sensores de pressão local do ar, diferencial de pressão no medidor de vazão de ar, diferencial de pressão na seção de troca térmica e pressão local na entrada da seção de troca térmica, respectivamente. Também são exibidas as equações obtidas em cada aferição e o coeficiente de determinação R^2 .

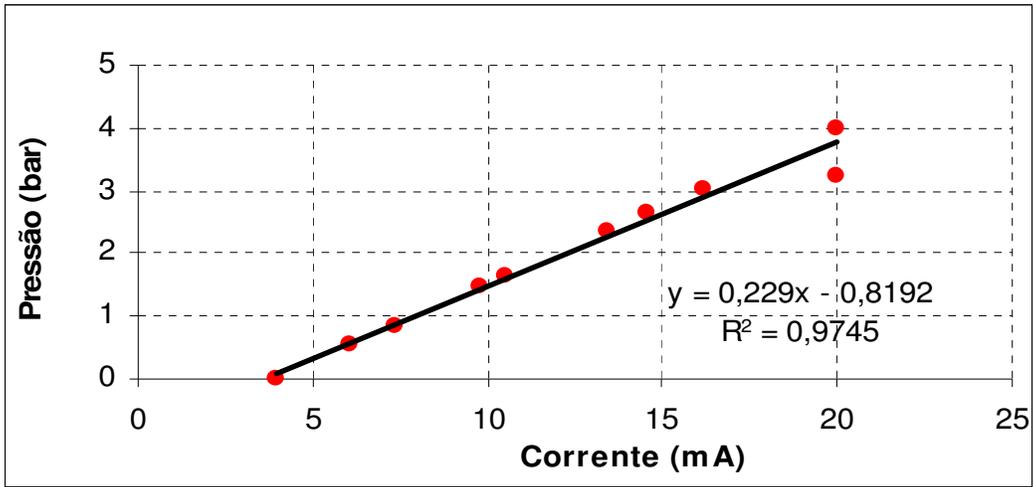


Figura 3.28: Curva de aferição do sensor de pressão local de ar.

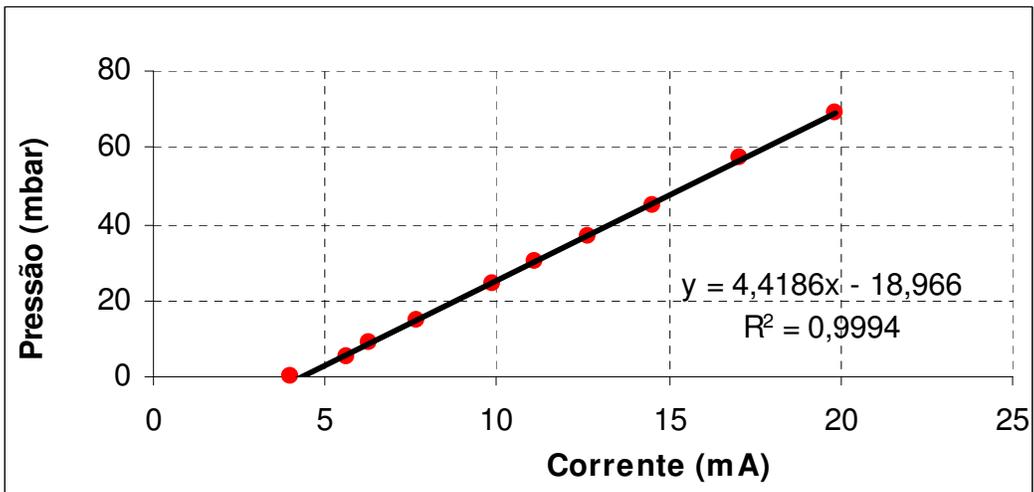


Figura 3.29: Curva de aferição do sensor do diferencial de pressão no medidor de vazão de ar.

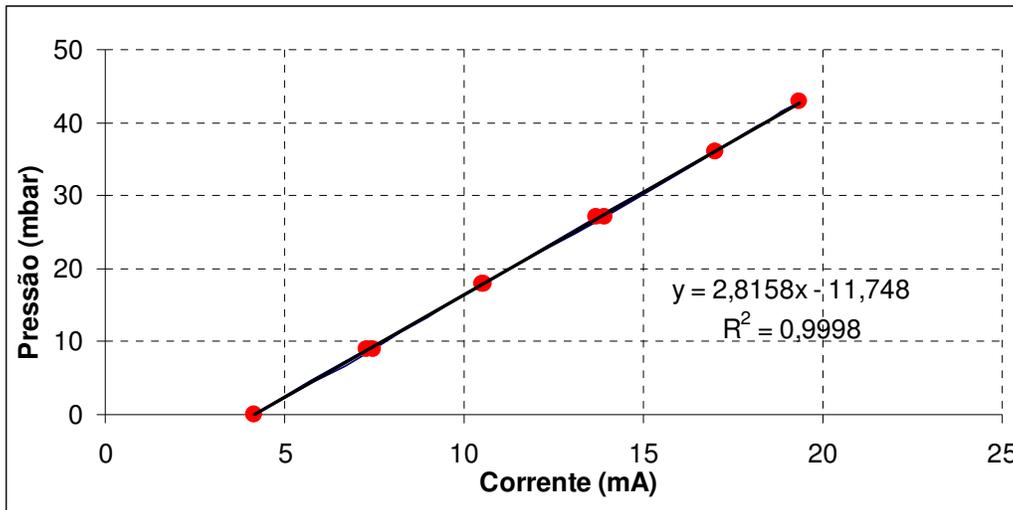


Figura 3.30: Curva de aferição do sensor do diferencial de pressão na seção de troca térmica.

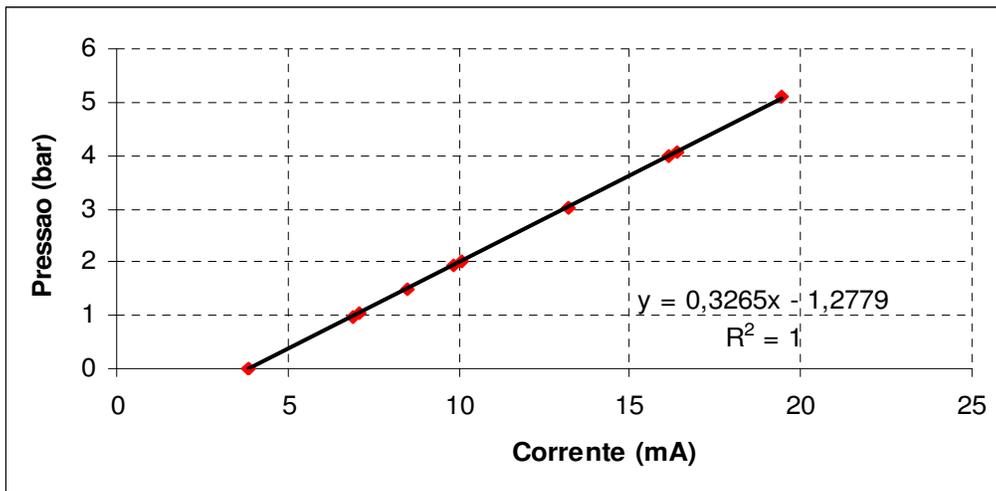


Figura 3.31: Curva de aferição do sensor de pressão local na seção de troca térmica.

3.2.5. Sensor de Temperatura

Todas as dez malhas de temperatura de cada um dos termopares foram aferidas. A malha de temperatura foi composta pelo termopar individual, com seu respectivo cabo conectado no sistema de aquisição. O método de comparação foi utilizado para a aferição da malha. Nesse método, a junção de medição, de cada sensor da malha, foi inserido em um forno eletrônico, um meio termostático homogêneo com temperatura estável, e foram realizadas medições de

temperatura por um sensor padrão e também pela malha de temperatura a ser aferida. Foram realizadas três leituras pelo sensor padrão, sendo que a leitura de temperatura foi considerada a média das três.

O sensor padrão utilizado para a comparação foi uma termoresistência (PT-100 com 3 fios) (certificado nº LMC 030-09), e a leitura dessa termoresistência foi realizada em um calibrador microprocessado. A incerteza total da medição (termoresistência, forno eletrônico e calibrador microprocessado) é de $\pm 0,5$ K. A comparação entre a indicação feita pelo padrão com a feita pela malha de temperatura foi realizada para três temperaturas diferentes: 278,15; 303,15 e 333,15 K.

Para cada uma das três temperaturas estabilizadas no forno eletrônico, a indicação feita pela malha de temperatura dos dez termopares foi medida durante 10 s. Dessa forma, foi obtida uma amostra contínua de 500 valores para cada temperatura. Fez-se então uma média dos valores da amostra, os quais foram comparados com a medição efetuada pelo padrão. A partir dessa comparação, encontrou-se a relação linear existente entre a temperatura lida pelo padrão com a lida pela malha de temperatura de cada termopar. Vale ressaltar que o aplicativo utilizado para encontrar as equações, que relacionaram as variáveis medidas pela malha e as medidas pelo padrão, foi o *Mathematica*, uma vez que, através do aplicativo *Excel*, não foi possível obter uma equação suficientemente precisa para esses casos. Essas equações foram utilizadas como correção para as medidas de temperatura de cada um dos dez termopares feitas através sistema de aquisição durante os ensaios experimentais.

Desse modo, a incerteza do valor de temperatura obtido no padrão ($\pm 0,5$ K) foi também considerada como a incerteza do valor medido na malha temperatura de cada um dos dez termopares durante os ensaios experimentais.

A Tabela 3.16 especifica as características dos equipamentos utilizados na aferição dos termopares.

Tabela 3.16: Características dos equipamentos utilizados na aferição.

Equipamento	Fabricante	Modelo	Faixa de operação (K)	Nº certificado de calibração
Forno Eletrônico	Hart Scientific	9102 HDRC	268,15 - 253,15	-
Calibrador	Ecil	Cappo Plus	-	LMC 2964/08

Para cada um dos 10 termopares acoplados na malha, foi gerada uma equação que tem o objetivo de normalizar as temperaturas lidas por cada termopar (T_i') de acordo com a temperatura padrão contra a qual foi feita a aferição. Com isso, foi possível obter a temperatura aferida (T_i) lida pela malha de cada um dos 10 termopares.

As 10 equações obtidas, para temperatura em graus Celsius, após a aferição estão listadas a seguir:

$$T_1 = 0,798175 + 0,987333 \times T_1' \quad 3.5$$

$$T_2 = 1,09269 + 0,984225 \times T_2' \quad 3.6$$

$$T_3 = 1,14161 + 0,985815 \times T_3' \quad 3.7$$

$$T_4 = 1,09296 + 0,987378 \times T_4' \quad 3.8$$

$$T_5 = 1,21228 + 0,980417 \times T_5' \quad 3.9$$

$$T_6 = 0,968198 + 0,984011 \times T_6' \quad 3.10$$

$$T_7 = 1,05607 + 0,987506 \times T_7' \quad 3.11$$

$$T_8 = 0,809605 + 0,989067 \times T_8' \quad 3.12$$

$$T_9 = 0,872188 + 0,980838 \times T_9' \quad 3.13$$

$$T_{10} = 0,969591 + 0,983983 \times T_{10}' \quad 3.14$$

3.2.6. Filmagem

Para relacionar a imagem obtida através da filmagem com o comprimento real em centímetros, foi posicionada uma régua no centro da seção de visualização e utilizado o aplicativo para o tratamento das imagens *Image Pro*. Com isso, foi possível aferir, pelo próprio aplicativo, o valor referente à imagem da medida da régua em centímetros com o número de *pixels* do aplicativo.

3.3. Procedimento Experimental

No início de cada dia de ensaio com escoamento bifásico, foi realizado um ensaio monofásico que teve o objetivo de validar as medidas realizadas pelos instrumentos do aparato experimental comparando os valores empiricamente obtidos com correlações da literatura. Assim, o procedimento experimental foi integrado por duas etapas: ensaios com escoamento monofásico (somente água) e ensaios com escoamento bifásico (água e ar).

As variáveis medidas durante os ensaios bifásicos foram as vazões (líquido, gás e água gelada), a pressão na entrada da seção de troca térmica, a queda de pressão na seção de troca térmica e as temperaturas da água gelada, da parede e da mistura bifásica, durante o seu resfriamento. Todas essas variáveis foram medidas simultaneamente pelo sistema de aquisição de dados durante um intervalo de 10 s. Nesse intervalo, foram obtidas 500 amostras contínuas de todas as variáveis.

Para os ensaios realizados, procuraram-se manter fixas as condições de temperatura do líquido na entrada de seção de troca térmica acima de 308 K e as condições de temperatura de entrada da água gelada entre 281 e 285 K, de forma a se atingir uma diferença entre as temperaturas de entrada e de saída de pelo menos 5 K.

3.3.1. Ensaio com Escoamento Monofásico (água)

A seguir está descrita a sequência operacional para os ensaios monofásicos:

- 1- são ligados os instrumentos de todos os sistemas do aparato experimental;
- 2- é acionada a bomba do sistema de injeção de líquido;
- 3- é ligada a resistência para aquecer o líquido até a temperatura desejada, acima de 308 K;
- 4- é ligada a bomba do *chiller* para que seja injetada a água gelada no anular da seção de troca térmica com a temperatura desejada, após a temperatura do líquido ter sido atingida;
- 5- são mantidas fixas as vazões do sistema de refrigeração e do sistema de injeção de líquido;
- 6- é mantido um período de pelo menos 1800 s (0,5 h) para que o líquido quente da tubulação interna e a água gelada da tubulação externa atinjam o regime permanente de transferência de calor. Durante esse tempo as variáveis medidas são monitoradas pelo sistema de aquisição de dados para verificar se essas se mantêm constantes. Com isso, é possível confirmar que o regime permanente é realmente atingido;
- 7- são gravados os sinais lidos pelo sistema de aquisição de dados, durante 10 s, com 500 amostras contínuas de cada sensor, após as variáveis (vazões, temperatura e pressões) estarem controladas e a variação de temperatura mínima, entre a entrada e saída da água gelada, ser de, pelo menos, 5 K;
- 8- é repetida três vezes a sequência 7 num intervalo de 600 s (10 min). O motivo dessa repetição é evitar que pequenas variação de temperatura influenciassem o cálculo do h_{TP} , pois nem sempre o *chiller* opera continuamente, ou seja, algumas vezes o equipamento se desarma e depois volta a operar novamente. Com isso, acontece uma pequena variação na temperatura de entrada da água gelada;
- 9- é calculada a média das três leituras de todas as variáveis;
- 10- é calculada, a partir dos ensaios experimentais obtidos, a quantidade de calor transferida para a água gelada que escoou externamente (q_{AG}).

3.3.2. Ensaios com Escoamento Bifásico (água e ar)

Após cada ensaio monofásico, o sistema de injeção de ar é ligado e inicia-se o experimento bifásico. A sequência operacional é a mesma dos ensaios monofásicos (sequência de 1 a 10), porém com alguns procedimentos adicionais:

- 11- é acionado o compressor de ar, após ser finalizado o ensaio monofásico, e o ar começou a ser injetado;
- 12- são mantidas fixas, novamente, as vazões do sistema de refrigeração e do sistema de injeção de líquido, mas, agora, também é mantida fixa a vazão no sistema de injeção de ar;
- 13- é mantido um período de pelo menos 1800 s (0,5 h) para que a mistura bifásica quente da tubulação interna e a água gelada da tubulação atinja o regime permanente de transferência de calor. Durante esse tempo, as variáveis medidas são monitoradas pelo sistema de aquisição de dados para verificar se essas se mantêm constantes. Com isso, é possível confirmar que o regime permanente é realmente atingido;
- 14- são gravados, durante 10 s, os sinais lidos pelo sistema de aquisição de dados, com 500 amostras contínuas de cada sensor, após as variáveis (vazões, temperatura e pressões) estarem controladas e a variação de temperatura mínima entre a entrada e saída da água gelada ser de pelo menos 5 K;
- 15- é repetida três vezes a sequência 14 num intervalo de 600 s (10 min);
- 16- é calculada a média das três leituras para todas as variáveis;
- 17- é calculada, a partir dos ensaios experimentais obtidos, a quantidade de calor transferida para a água gelada que escoava externamente (q_{AG});
- 18- são definidas, em alguns ensaios, novas vazões de líquido e de ar e, depois, é seguida novamente a sequência, iniciando a partir do item 11 em diante.

Esse procedimento dura cerca de 7200 s (2 h) para os ensaios bifásicos.

Para avaliar a repetibilidade dos resultados obtidos através do procedimento experimental descrito, alguns ensaios foram realizados duas vezes, mantendo as mesmas características de

vazões de ar, líquido e de água gelada e temperaturas. A repetição de alguns ensaios confirmou os resultados obtidos inicialmente.

Devido a limitações do aparato experimental, a faixa de velocidades superficiais e vazões mássicas utilizadas nos ensaios bifásicos foram as seguintes:

$$U_{SG \min} = 0,22 \text{ m/s} \Rightarrow m_G = 0,7 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$U_{SG \max} = 0,80 \text{ m/s} \Rightarrow m_G = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$U_{SL \min} = 0,58 \text{ m/s} \Rightarrow m_L = 1,22 \text{ kg/s}$$

$$U_{SL \max} = 1,38 \text{ m/s} \Rightarrow m_L = 2,91 \text{ kg/s}$$

Essa faixa de valores encontra-se dentro do padrão de escoamento intermitente, dentro da região de bolhas alongadas, conforme ilustrado na Figura 3.32; nela pôde-se localizar a faixa de operação no mapa de Taitel e Dukler (1976) gerado através do aplicativo FLOPAT, versão 1. Esse mapa foi gerado para as características geométricas e dos fluidos utilizados neste trabalho.

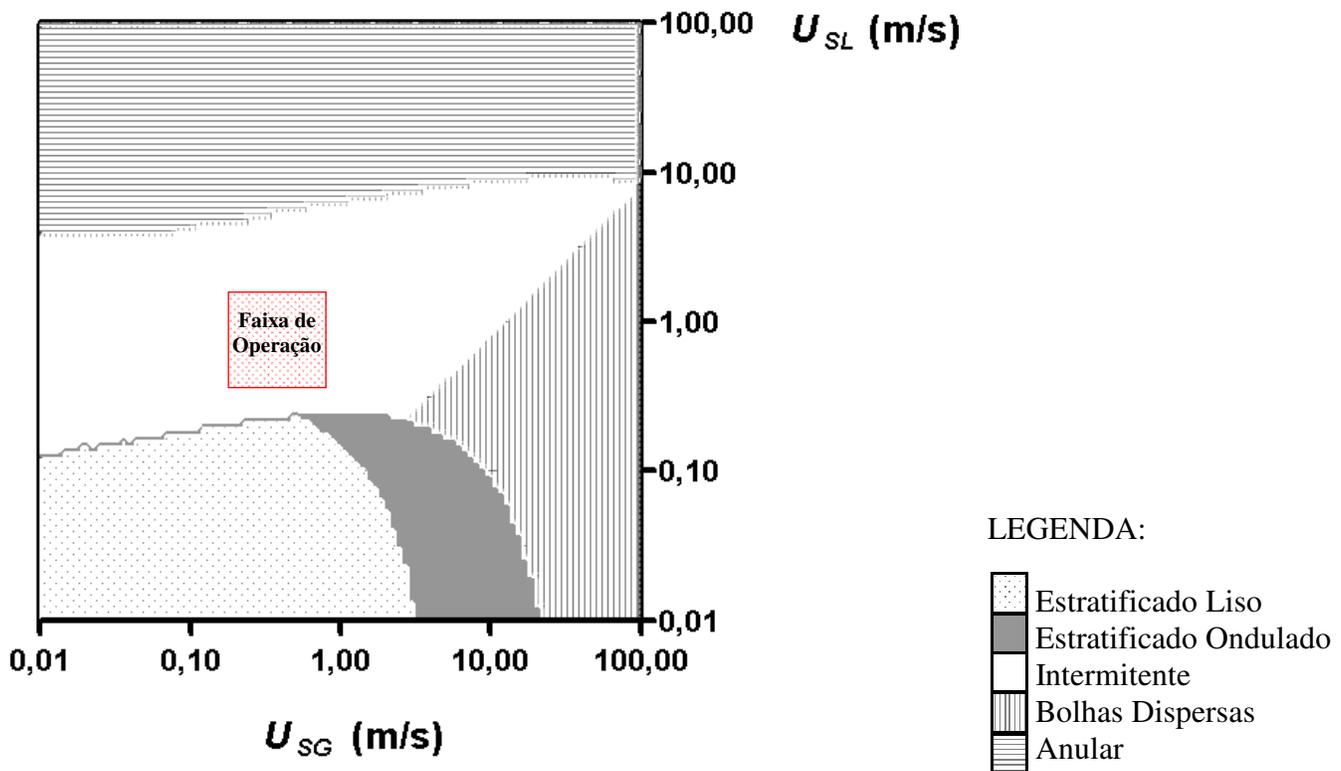


Figura 3.32: Mapa de Taitel e Dukler (1976) com a faixa de operação dos ensaios.

3.3.3. Filmagem do Escoamento Bifásico

Foram escolhidos três ensaios bifásicos para realizar as filmagens, com o objetivo de obter algumas características hidrodinâmicas. Dois desses ensaios procuraram representar as fronteiras limites da faixa de operação e um ensaio procurou representar a velocidade média, de gás e de líquido, da faixa de operação. Cada aquisição de quadros da filmagem durou 4 s.

Para obter a velocidade da célula unitária do padrão de escoamento intermitente, U_t , é adotado o seguinte procedimento:

- 1- é identificado o primeiro e o último quadro da filmagem em que aparece na tela a frente da bolha alongada de ar acima do filme de líquido. Essa sequência é adotada para cada célula unitária do padrão de escoamento intermitente, durante o tempo da filmagem;
- 2- é medida a distância horizontal até o início da tela L_1 , no primeiro quadro em que a frente da bolha começa a ser mostrada na tela. A Figura 3.33a representa a distância L_1 na tela;
- 3- é medida, já no último quadro, a distância horizontal da frente da bolha até o final da tela, L_2 . As alturas medidas, y , nos itens 2 e 3, se mantêm constantes para poder calcular corretamente a velocidade. Na Figura 3.33b, é mostrada a distância L_2 na tela;
- 4- é subtraída as distâncias calculadas, nas sequências 2 e 3, da distância fixa horizontal total da tela: 0,2305 m. Com isso, é obtida a distância total percorrida pela bolha alongada de gás, L_G , através da equação 3.15;

$$L_G = 0,2305 - L_1 - L_2 \quad 3.15$$

- 5- é possível calcular o tempo que a bolha alongada de gás leva para percorrer o comprimento L_G , pois a frequência de aquisição da câmera é de 1000 quadros/s,

posto que os quadros da filmagem são todos numerados em ordem crescente, de 0 a 3915; esse tempo fica definido como t_G , e é calculado através da equação 3.16;

$$t_G = \frac{\text{ÚltimoQuadro} - \text{PrimeiroQuadro}}{1000} \quad 3.16$$

6- é possível, então, calcular U_t pela equação 3.17, com a obtenção de L_G e t_G nos itens 4 e 5, respectivamente;

$$U_t = \frac{L_G}{t_G} \quad 3.17$$

7- é adotada a sequência de 1 a 6 para todas as bolhas alongadas que aparecem durante os 4 s de filmagem e, a partir de então, é calculada a média de U_t de cada ensaio.

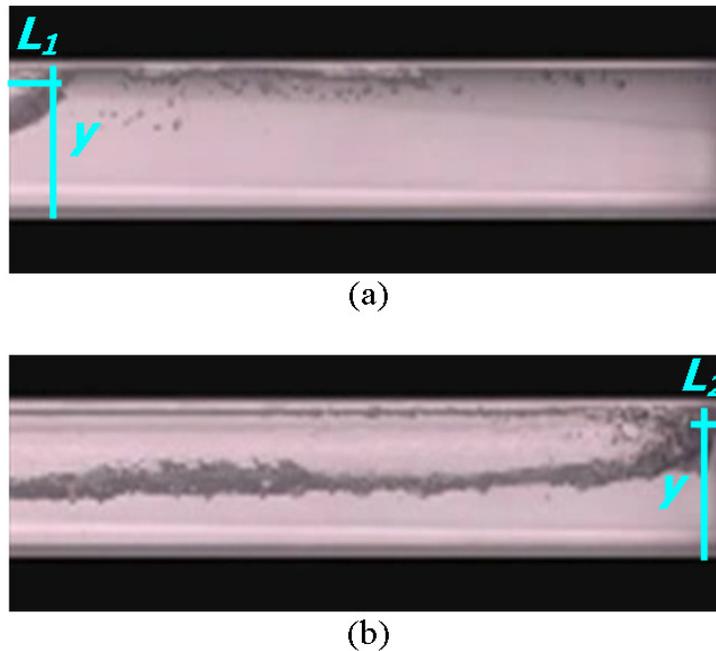


Figura 3.33: Medidas de comprimento, (a) no primeiro quadro em que a frente da bolha aparece na tela; (b) no último quadro em que a frente da bolha aparece na tela.

Para calcular o comprimento do filme de líquido, L_f , é totalizado o número de quadros desde que a frente bolha alongada saía da tela até que a cauda da bolha alongada também saía da

tela. Pelo número de quadros contados, é possível obter o tempo decorrido entre a passagem da frente da bolha alongada de gás por um determinado ponto e a passagem da cauda da bolha alongada por esse mesmo ponto, t_f . O procedimento adotado para transformar número de quadros em tempo é o mesmo do item 5 para o cálculo de U_t . Dessa forma, L_f pode ser calculado pela equação 3.18.

$$L_f = U_t \cdot t_f \quad 3.18$$

A velocidade do pistão de líquido, U_p , é considerada igual à velocidade de uma das bolhas de gás dentro do pistão, U_B . Utilizando como referência uma das bolhas do pistão, o mesmo procedimento empregado para estimar U_t , é adotado também para estimar U_p .

Assim como no cálculo de L_f , o comprimento do pistão, L_p , é calculado em função do tempo, t_p , e da velocidade, U_t . Sendo que, t_p , é obtido através da totalização do número de quadros entre a passagem do início do pistão por um determinado ponto e a passagem do final do pistão por esse mesmo ponto. Com U_t já calculado, é então possível calcular L_p pela equação 3.19.

$$L_p = U_t \cdot t_p \quad 3.19$$

Para estimar a frequência da célula unitária, v_u , é realizada a contagem do número de quadros em que começa a passar a primeira bolha alongada de gás e o último pistão de líquido, ou seja, é totalizado o número de quadros necessários para a passagem de diversas células unitárias completas. Com isso, é possível saber o tempo t_u . São contadas também as células unitárias que passam nesses quadros, n_u , e, dessa forma, é possível calcular v_u pela equação 3.20.

$$v_u = \frac{n_u}{t_u} \quad 3.20$$

Capítulo 4

Resultados e Discussões

Neste capítulo, será apresentada a metodologia adotada para calcular o valor experimental do coeficiente de transferência de calor monofásico (h_L) e bifásico (h_{TP}). Também serão apresentados, comparados e discutidos os resultados experimentais da transferência de calor no escoamento monofásico e bifásico horizontal intermitente e os resultados das características hidrodinâmicas obtidas com a filmagem.

Os ensaios foram numerados de acordo com a ordem cronológica em que foram realizados. Conforme já comentado, no início de cada dia de ensaio bifásico, foi realizado um ensaio monofásico com o objetivo de validar o aparato experimental, comparando o valor obtido empiricamente com os valores obtidos por meio de correlações da literatura. Algumas vezes foram realizados mais de um ensaio bifásico num mesmo dia, ou seja, as vazões de ar e água foram alteradas no mesmo dia, para a realização de um novo ensaio bifásico com outro par de vazões. Dessa forma, o número de ensaios monofásicos foi menor do que o de ensaios bifásicos: 11 ensaios monofásicos e 25 bifásicos.

Antes de serem apresentados os resultados, é necessário destacar as propriedades dos fluidos utilizados. Essas propriedades são de extrema importância para a obtenção do valor do coeficiente de transferência de calor bifásico, h_{TP} . A Tabela 4.1 apresenta os valores mínimo e máximo, além da média das propriedades dos fluidos calculadas. A Tabela B.1 (Apêndice B) demonstra as propriedades dos fluidos calculadas em todos os ensaios realizados. Os fluidos utilizados são o líquido (água – subscrito L), o gás (ar – subscrito G) e a água gelada utilizada no resfriamento na seção de troca térmica (subscrito AG). O subscrito P é referente ao líquido na

parede interna da tubulação. Todos os valores das propriedades dos fluidos são referentes à pressão média e à temperatura média na seção de troca térmica.

Tabela 4.1: Propriedade dos fluidos.

	ρ_L	ρ_G	ρ_{AG}	μ_L	μ_G	μ_P	μ_{AG}	Cp_L	Cp_G	Cp_{AG}	k_L	k_G	k_{AG}
	(kg/m ³)			(Pa.s)				[J/(kg.K)]			[W/(m.K)]		
Mín.	991,5	1,50	999	6,37·10 ⁻⁴	1,90·10 ⁻⁵	7,09·10 ⁻⁴	1,11·10 ⁻³	3868,9	1018,5	3806,4	0,626	0,027	0,60
Máx.	994,4	2,06	1000	7,56·10 ⁻⁴	1,94·10 ⁻⁵	8,06·10 ⁻⁴	1,25·10 ⁻³	3908,2	1019,1	3813,8	0,634	0,028	0,61
Média	992,8	1,78	1000	6,87·10 ⁻⁴	1,92·10 ⁻⁵	7,45·10 ⁻⁴	1,17·10 ⁻³	3890,6	1018,8	3810,3	0,631	0,027	0,61

Os valores da massa específica do líquido foram confirmados com algumas medidas experimentais.

4.1. Cálculo do h_{TP} obtido experimentalmente

Nos ensaios preliminares com escoamento monofásico, constatou-se que o fluido interno perdia mais calor, na seção de troca térmica, do que a quantidade de calor que ganhava o fluido externo. A razão de tal resultado foi a posição relativa dos termopares do fluido interno em relação aos termopares do fluido externo. A Figura 3.16 ilustra o posicionamento dos termopares. Nessa figura, é possível perceber a distância de 0,074 m entre os termopares que medem a temperatura do fluido interno, T_I na entrada e T_6 na saída da seção de troca térmica, em relação aos termopares que medem a temperatura do fluido externo, T_5 na entrada e T_{10} na saída da seção de troca térmica.

Assim, o procedimento adotado para determinar experimentalmente o coeficiente de transferência de calor bifásico, h_{TP} , foi utilizar a quantidade de calor ganho pelo fluido externo, q_{AG} . Esse procedimento também se deve à dificuldade em determinar a taxa de fluxo de calor quando havia o escoamento de uma mistura bifásica internamente na seção de troca térmica, devido às diferenças de condutividade térmica entre as fases. Além do mais, esse procedimento foi o mesmo adotado em Camargo (1991), o qual trabalhou com um aparato experimental semelhante. Dessa forma, q_{AG} foi calculado pela equação 4.1,

$$q_{AG} = m_{AG} \cdot Cp_{AG} \cdot (T_{10} - T_5) \quad 4.1$$

em que os subscritos se referem à localização dos termopares dada pela Tabela 3.11 e pela Figura 3.16.

O aquecimento da seção de troca térmica por radiação solar foi considerado desprezível, pois, ela encontrava-se dentro das instalações do Labpetro. No que se refere ao fluxo de calor ganho pelo ambiente externo, através da convecção externa e interna ao anular e da condução, esse também foi considerado desprezível devido à baixa condutividade do isolamento utilizado.

Para demonstrar que realmente o fluxo de calor ganho pelo ambiente externo pode ser considerado desprezível, a taxa de transferência de calor foi calculada para a condução de calor vinda do ambiente externo através do isolamento do duto para o caso mais extremo encontrado nos ensaios realizados. O caso mais extremo ocorreu quando se verificou o maior diferencial de temperatura entre o ambiente externo e a água gelada, ou seja, a maior temperatura ambiente considerada como a temperatura na superfície externa do isolamento e a menor temperatura da água gelada, considerada como a temperatura interna no anular. Nesse caso, o maior diferencial de temperatura entre o ambiente externo e a água gelada registrou-se nas seguintes condições: $T_{Ext\ max} = 303,15$ e $T_{AG\ min} = 280,15$ K.

Na Figura 4.1, ilustra-se a posição, na seção de troca térmica, das variáveis consideradas para esse cálculo e, na equação 4.2, descreve-se a taxa de transferência de calor por condução que o ambiente externo fornece para a água gelada.

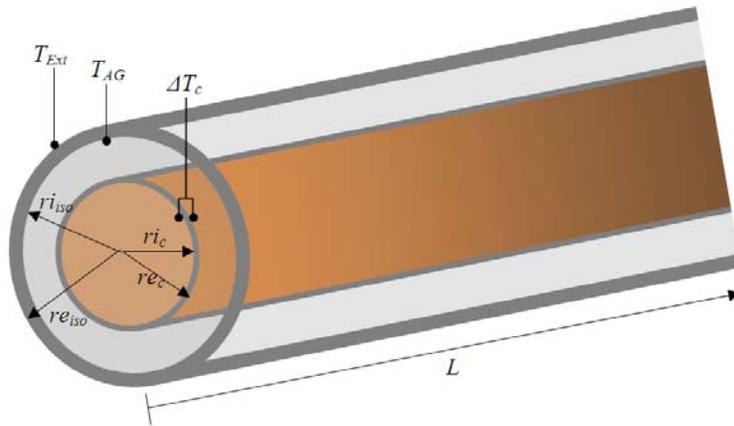


Figura 4.1: Localização das variáveis das equações 4.2 e 4.4.

$$q_{Ext} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \cdot (T_{Ext} - T_{AG})}{\ln\left(\frac{re_{iso}}{ri_{iso}}\right)} \quad 4.2$$

em que

$$L = 6,071 \text{ m};$$

$$k = 0,029 \text{ W/m}\cdot\text{K};$$

$$T_{AG} = 280,15 \text{ K};$$

$$T_{Ext} = 303,15 \text{ K};$$

$$re_{iso} = 0,0575 \text{ m};$$

$$ri_{iso} = 0,0375 \text{ m}.$$

Para os valores acima, obtém-se, $q_{Ext} = 59,5 \text{ W}$, podendo essa, portanto, ser considerada desprezível, quando comparado com os valores de fluxo de calor ganho pela água gelada, através do escoamento do fluido quente, interno na tubulação de cobre. Dessa forma, considerou-se que a taxa de transferência de calor que ocorre entre a água gelada e a mistura quente que escoar por dentro da tubulação de cobre (q_M) equivale à q_{AG} .

$$q_M = q_{AG} \quad 4.3$$

Outra consideração experimental importante a ser comentada foi a de que a medição da temperatura na parede externa da tubulação de cobre considerada como sendo equivalente à

temperatura interna da parede. Essa consideração foi feita devido à alta condutividade e à pequena espessura da tubulação de cobre. Para demonstrar que realmente essa consideração poderia ser realizada, calculou-se o maior diferencial de temperatura, ΔT_c , entre as paredes externas e internas da tubulação de cobre para o pior caso possível confrontado nos ensaios realizados. Nesse caso, a maior taxa de transferência de calor calculada foi $q_{AG\ max} = 28509\ W$.

A equação 4.4 descreve esse diferencial de temperatura por condução e a Figura 4.1 representa a posição das variáveis consideradas para esse cálculo.

$$\Delta T_c = \frac{q_{AG} \cdot \ln\left(\frac{re_c}{ri_c}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad 4.4$$

em que

$$L = 6,071\ m;$$

$$k = 398\ W/m.K;$$

$$re_c = 0,027\ m;$$

$$ri_c = 0,026\ m;$$

$$q_{AG} = 28509\ W.$$

Para os valores acima, obtém-se, $\Delta T_c = 0,07\ K$, podendo esse, portanto, conforme mencionado anteriormente, ser considerado desprezível, ou seja, a temperatura externa da parede pode ser considerada equivalente à temperatura interna da parede.

A partir de então o h_{TP} experimental pode ser calculado pela equação 4.5:

$$h_{TP} = \frac{q_M}{A \cdot \Delta T} \quad 4.5$$

em que ΔT é baseado na diferença média logarítmica de temperaturas a partir da equação 4.6:

$$\Delta T = \frac{(T_6 - \bar{T}_{PS}) - (T_1 - \bar{T}_{PE})}{\ln \frac{(T_6 - \bar{T}_{PS})}{(T_1 - \bar{T}_{PE})}} \quad 4.6$$

em que \bar{T}_{PE} é a temperatura média da parede do tubo de cobre na entrada, e \bar{T}_{PS} é a temperatura média da parede na saída. Como as temperaturas foram medidas em diversos pontos da parede da tubulação, essas temperaturas foram obtidas pelas equações 4.7 e 4.8, respectivamente:

$$\bar{T}_{PS} = \frac{T_7 + 2 \cdot T_8 + T_9}{4} \quad 4.7$$

$$\bar{T}_{PE} = \frac{T_2 + 2 \cdot T_3 + T_4}{4} \quad 4.8$$

4.2. Resultados para o Escoamento Monofásico

As correlações utilizadas para a comparação do coeficiente de transferência de calor do líquido, h_L , foram as de Sieder e Tate (1936), de Dittus e Boelter e de Gnielinski (1976).

Essas correlações são aplicáveis em escoamentos turbulentos em tubos circulares tanto para as condições de temperatura da superfície constante, quanto para as condições de fluxo de calor constante.

A correlação de Sieder e Tate (1936) apresenta-se da seguinte forma:

$$h_L = 0,027 \cdot \text{Re}_L^{4/5} \cdot \text{Pr}_L^{1/3} \cdot \left(\frac{k_L}{D} \right) \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_P} \right)_L^{0,14} \quad 4.9$$

Essa correlação é recomendada para as seguintes condições de escoamento:

$$0,7 \leq Pr \leq 16700$$

$$Re \geq 10000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

Já a equação Dittus e Boelter apresenta-se da seguinte forma:

$$h_L = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,3} \cdot \left(\frac{k_L}{D} \right) \quad 4.10$$

Essa correlação é recomendada para as seguintes condições de escoamento:

$$0,7 \leq Pr \leq 160$$

$$Re \geq 10000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

Finalmente, a correlação de Gnielinski (1976) apresenta-se da seguinte forma:

$$h_L = \frac{(f/8) \cdot (Re_L - 1000) \cdot Pr_L}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{0,5} \cdot (Pr_L^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{k_L}{D} \right) \quad 4.11$$

em que o fator de atrito de Moody, f , para tubo liso, pode ser calculado utilizando a seguinte equação:

$$f = (0,790 \cdot \ln(Re_L) - 1,64)^{-2} \quad 4.12$$

A correlação de Gnielinski (1976) é recomendada para as seguintes condições de escoamento:

$$0,5 \leq Pr \leq 2000$$

$$3000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$$

A Tabela 4.2 exibe os valores das principais variáveis medidas e calculadas em cada ensaio monofásico, são elas: vazões mássicas, a pressão manométrica na entrada da seção de troca térmica, temperaturas do fluido interno e externo na entrada da seção de troca térmica, fluxo de calor e o coeficiente de transferência de calor com a sua incerteza, Δh_L . Os valores de todas as variáveis medidas experimentalmente encontram-se na Tabela C.1 (Apêndice C). O valor de cada variável é uma média de três leituras, em 10 min, das 500 amostras lidas pelo sistema de aquisição de dados em um intervalo de 10 s. A Figura 4.2 registra o gráfico do comportamento dos sinais de temperatura de todos os termopares em um dos ensaios durante os 10 s mencionados.

Já a Figura 4.3 demonstra o comportamento das vazões do fluido interno e externo da seção de troca térmica também durante os 10 s. Os comportamentos apresentados na Figura 4.2 e Figura 4.3 são típicos para todos os ensaios, ou seja, só foi realizada a leitura dos sinais após as temperaturas e vazões atingirem uma determinada estabilidade.

Tabela 4.2: Principais variáveis medidas e calculadas durante os ensaios monofásicos.

Ensaio	m_L (kg/s)	m_{AG} (kg/s)	P (Pa)	T_1 (K)	T_5 (K)	q_{AG}/A (W/m ²)	h_L [W/(m ² ·K)]	Δh_L [W/(m ² ·K)]	$\Delta h_L/h_L$ -
1	1,64	0,77	32075	316,4	284,4	21434	4564	661	14%
2	1,91	0,93	37676	314,9	285,0	22235	4411	669	15%
3	2,29	0,94	45935	315,0	284,5	21838	4707	749	16%
4	2,54	0,84	50571	314,3	284,2	21218	4995	801	16%
5	2,22	1,00	50741	314,9	283,2	24249	5453	866	16%
9	1,64	0,98	31627	316,1	284,0	18571	3563	619	17%
13	2,54	1,08	51649	311,6	283,1	22894	5979	1104	18%
14	2,54	1,05	50849	311,9	281,5	23607	5979	1048	18%
15	2,54	0,92	49968	311,4	282,4	21785	4762	757	16%
24	3,17	1,28	68141	307,8	283,9	22508	6534	1397	21%
25	1,71	1,14	32732	311,4	282,8	20322	4410	833	19%

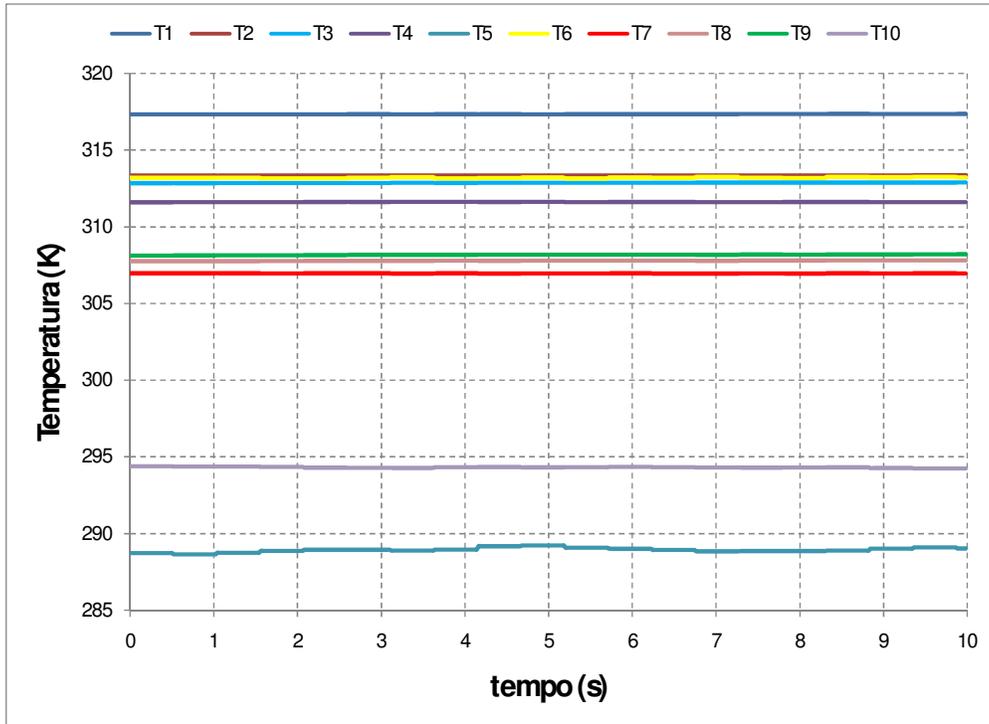


Figura 4.2: Comportamento típico dos sinais de temperatura em todos os ensaios.

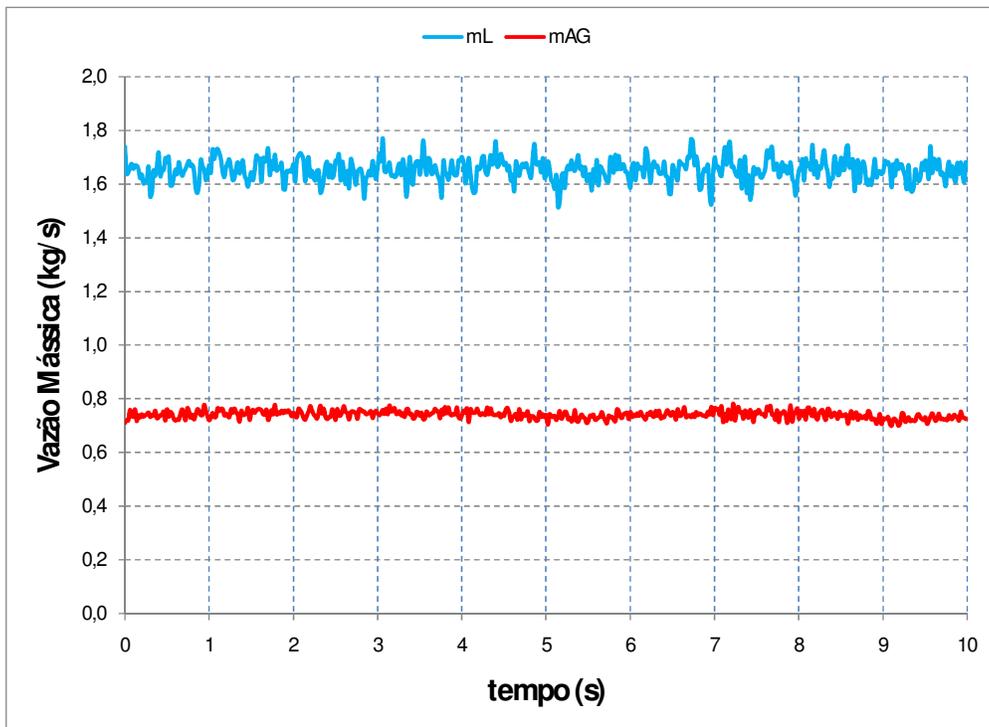


Figura 4.3: Comportamento típico dos sinais dos medidores de vazão em todos os ensaios.

A Tabela 4.3 apresenta os valores máximos e mínimos da velocidade, número de Reynolds e número de Prandtl do líquido obtidos nos ensaios realizados.

Tabela 4.3: Faixa de valores de alguns parâmetros durante os ensaios.

	Velocidade (m/s)	Número de Reynolds	Número de Prandtl
Mínimo	0,78	57224	3,92
Máximo	1,50	102712	4,67

A Figura 4.4 demonstra a comparação dos resultados obtidos experimentalmente com os valores calculados por meio das três correlações utilizadas.

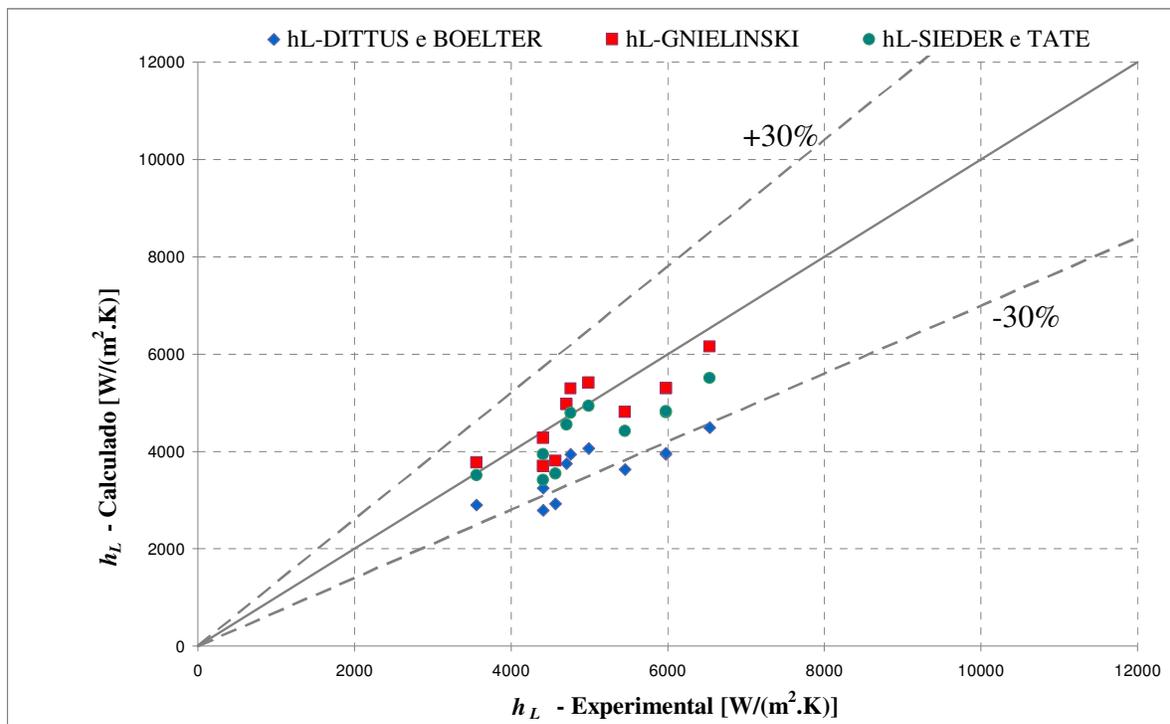


Figura 4.4: Comparação entre os resultados experimentais e os calculados nos ensaios monofásicos.

A Tabela 4.4 apresenta as diferenças máximas e mínimas, o desvio médio e o desvio médio quadrático obtido para cada uma das correlações quando comparadas com os valores experimentais do h_L .

Tabela 4.4: Faixa de valores das diferenças entre o resultado experimental e calculado.

	$h_{L-SIEDER}$ e $TATE$	$h_{L-DITTUS}$ e $BOELTER$	$h_{L-GNIELINSKI}$
Mínimo	-23%	-37%	-17%
Máximo	1%	-17%	11%
Desvio Médio	-12%	-28%	-4%
Desvio Médio Quadrático	15%	29%	11%

Tendo em vista a Figura 4.4 e a Tabela 4.4, pôde-se concluir que a correlação de Gnielinski (1976) foi a que melhor representou os resultados experimentais, e a de Dittus e Boelter foi a correlação que apresentou o maior desvio médio quadrático em relação aos resultados experimentais.

Segundo Incropera *et al.* (2008), as correlações de Sieder e Tate (1936) e de Dittus e Boelter podem resultar em erros de até $\pm 25\%$. Já com a utilização de uma correlação mais recente proposta por Gnielinski (1976), esses erros podem ser reduzidos. Tal fato foi verificado quando os valores empíricos foram comparados com as três correlações. A tendência dos valores calculados, por Sieder e Tate (1936), serem maiores do que os valores calculados por Dittus e Boelter ocorreu, principalmente, devido ao fato do fator multiplicador ser maior na correlação de Sieder e Tate, 0,027. Já o fato da correlação de Gnielinski (1976) ter sido a que melhor representou os valores empíricos ocorreu devido a essa correlação levar em consideração o fator de atrito que é fundamental nos cálculos hidrodinâmicos e, conseqüentemente, também para os cálculos da transferência de calor, além, dessa correlação, ter sido desenvolvida para uma faixa mais ampla de operação.

Os resultados experimentais monofásicos mostraram que a metodologia adotada para a obtenção do coeficiente de transferência de calor apresentou um desvio médio quadrático aceitável quando comparado com correlações bastante conhecidas da literatura. Esse desvio ficou dentro da incerteza experimental máxima calculada, $\pm 21\%$, para duas das três correlações utilizadas.

A demonstração do cálculo da incerteza experimental e a tabela completa com os resultados obtidos encontram-se no Apêndice A.

Pôde-se concluir que, através do aparato experimental construído, é possível obter valores confiáveis, na faixa de operação analisada, para o coeficiente de transferência de calor.

4.3. Resultados para o Escoamento Bifásico

Na Tabela 4.5, representam-se os valores das principais variáveis medidas e calculadas em cada ensaio bifásico, similares as variáveis medidas nos ensaios monofásicos, porém, com a inclusão da vazão mássica de gás.

Os valores de todas as variáveis medidas experimentalmente encontram-se expressos na Tabela C.2 (Apêndice C).

Assim como nos ensaios monofásicos, o valor de cada variável resultou de uma média de três leituras, em 10 min, das 500 amostras lidas pelo sistema de aquisição de dados em um intervalo de 10 s; só foi realizada a leitura dos sinais após as temperaturas e vazões atingirem uma determinada estabilidade.

Tabela 4.5: Principais variáveis medidas e calculadas durante os ensaios bifásicos.

Ensaio	m_L (kg/s)	m_G (kg/s)	m_{AG} (kg/s)	P (Pa)	T_1 (K)	T_5 (K)	q_{AG}/A (W/m ²)	h_{TP} [W/(m ² ·K)]	Δh_{TP} [W/(m ² ·K)]	$\Delta h_{TP}/h_{TP}$ -
1	1,34	0,0015	0,77	36711	318,0	284,1	18635	3788	575	15%
2	1,52	0,0019	0,93	43606	316,3	285,3	19465	3991	663	17%
3	1,93	0,0018	0,94	52714	315,6	285,0	22466	4905	775	16%
4	2,21	0,0017	0,84	58090	314,9	283,2	20394	4754	771	16%
5	2,22	0,0016	1,00	58280	315,0	282,8	24722	5728	915	16%
6	2,06	0,0026	0,99	60893	315,3	283,8	21170	4564	763	17%
7	1,42	0,0027	0,99	44252	317,2	285,1	18488	3595	631	18%
8	1,63	0,0013	0,99	41702	316,3	284,4	18461	3494	609	17%
9	1,39	0,0012	0,98	35583	316,9	285,2	18293	3537	620	18%
10	1,47	0,0007	0,98	34471	316,6	285,1	18711	3700	644	17%
11	1,22	0,0026	1,17	38097	318,7	283,6	24430	4969	822	17%
12	2,05	0,0026	1,22	60952	315,1	283,7	26158	6459	1153	18%
13	2,07	0,0025	1,08	61110	312,6	283,7	20594	4706	863	18%
14	2,16	0,0019	1,05	58573	312,8	284,1	21932	6132	1176	19%

15	2,27	0,0012	0,92	55966	312,2	283,8	19850	4194	691	16%
16	2,35	0,0008	0,92	54385	312,4	284,5	19702	4455	761	17%
17	2,60	0,0015	1,39	68649	311,2	281,4	28746	7778	1476	19%
18	2,60	0,0015	1,24	67932	310,8	282,9	25629	6479	1191	18%
19	2,47	0,0023	1,19	70496	310,1	281,8	24617	7103	1401	20%
20	2,37	0,0030	1,19	72687	310,1	281,8	22933	6738	1382	21%
21	2,62	0,0030	1,22	80897	309,6	283,0	24481	8492	1918	23%
22	2,76	0,0020	1,23	78898	309,2	283,0	24633	8323	1832	22%
23	2,91	0,0012	1,14	75646	312,5	281,7	27413	7593	1361	18%
24	2,91	0,0012	1,28	74685	307,7	282,4	24298	7366	1549	21%
25	2,65	0,0012	1,28	66811	309,6	281,2	25082	6964	1371	20%

A Tabela 4.6 reúne os valores máximos e mínimos da velocidade superficiais (U_S), número de Reynolds superficial (Re_{SL} ou Re_{SG}) e número de Prandtl (Pr) do líquido e do gás obtidos nos ensaios realizados.

Tabela 4.6: Faixa de valores de alguns parâmetros durante os ensaios bifásicos.

	U_{SL} (m/s)	Re_{SL}	Pr_L	U_{SG} (m/s)	Re_{SG}	Pr_G	U_{SG}/U_{SL}
Mínimo	0,58	46566	3,92	0,22	888	0,71	0,19
Máximo	1,38	102803	4,67	0,80	3866	0,72	1,38

Na Figura 4.5, representa-se a variação do h_{TP} com o número de Reynolds superficial do líquido, Re_{SL} , e também com o do gás, Re_{SG} . O Re_{SG} está dividido em três faixas: de 880-1700, de 1800-2500 e de 2900-3900. Pela Figura 4.5, é possível observar, pelas três linhas de tendência do Re_{SG} , que o h_{TP} aumenta com o aumento do Re_{SL} em todas as faixas de Re_{SG} analisadas. Logo pode-se concluir que a fase líquida é um fator que tem bastante influência no cálculo do h_{TP} para o padrão de escoamento intermitente. No que se refere ao comportamento h_{TP} em relação ao Re_{SG} , serão necessários mais dados, para que se possa chegar a uma conclusão, já que, aparentemente, as linhas de tendência das três faixas de valores de Re_{SG} analisados estão muito próximas. Também será necessário trabalhar com uma faixa de valores maior para o Re_{SG} , para que se possa analisar a influência do Re_{SG} no h_{TP} .

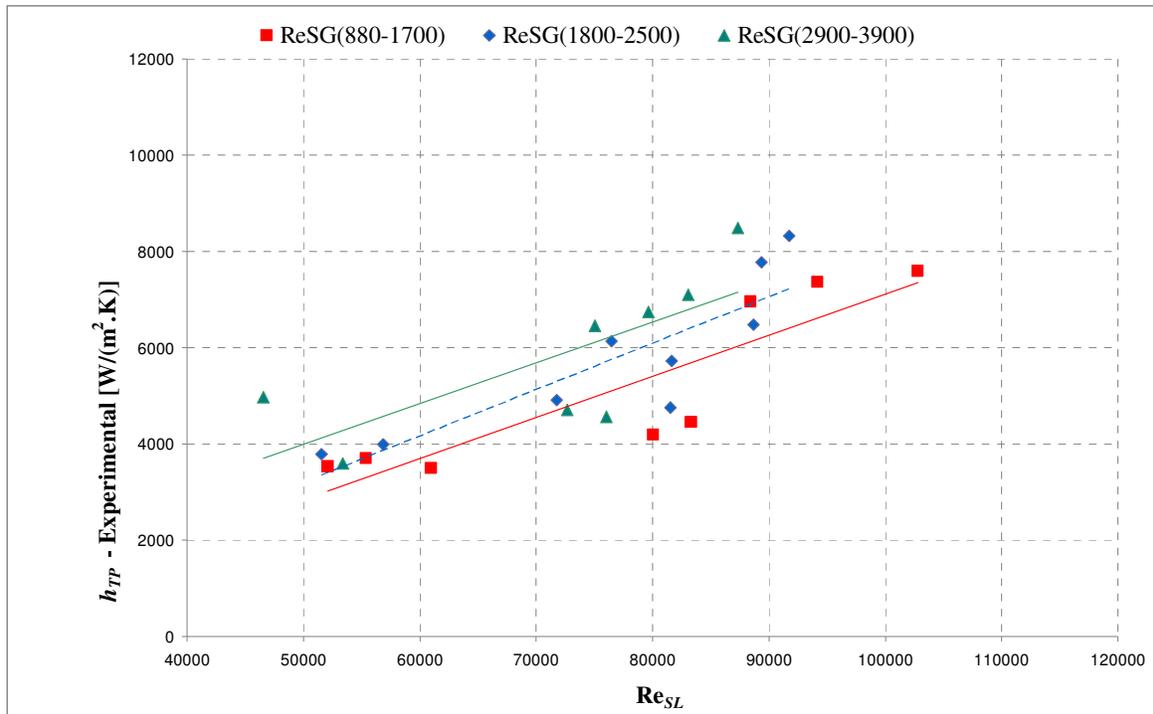


Figura 4.5: Variação do h_{TP} em função do Re_{SL} e Re_{SG} .

Já, na Figura 4.6, apresenta-se a variação do h_{TP} com a velocidade superficial do líquido, U_{SL} , e também com a do gás, U_{SG} . O U_{SG} foi dividido em três faixas: de 0,22-0,37, de 0,44-0,56 e de 0,65-0,80. Pela Figura 4.6, é possível observar, pelas três linhas de tendência da U_{SG} , que, assim como o comportamento com o Re_{SL} , o h_{TP} aumenta com o aumento do U_{SL} em todas as faixas de U_{SG} analisadas. Logo pode-se concluir que a velocidade superficial do líquido é um fator dominante no cálculo do h_{TP} para o padrão de escoamento intermitente. Hetsroni *et al.* (1998) e Kago *et al.* (1986) também chegaram a conclusões similares. Novamente, no que se refere ao comportamento h_{TP} em relação ao U_{SG} , serão necessários mais dados para que se possa chegar a uma conclusão, uma vez que, aparentemente, as linhas de tendência das três faixas de valores de U_{SG} analisados estão muito próximas.

O fato do h_{TP} aumentar com o aumento da U_{SL} e, conseqüentemente, também com o aumento do Re_{SL} , pode ser justificado pelo aumento da turbulência no escoamento. O aumento da turbulência causa a diminuição da média logarítmica das diferenças de temperatura, entre a parede e o fluido interno, na entrada e na saída da seção de troca térmica, ΔT da equação 4.5.

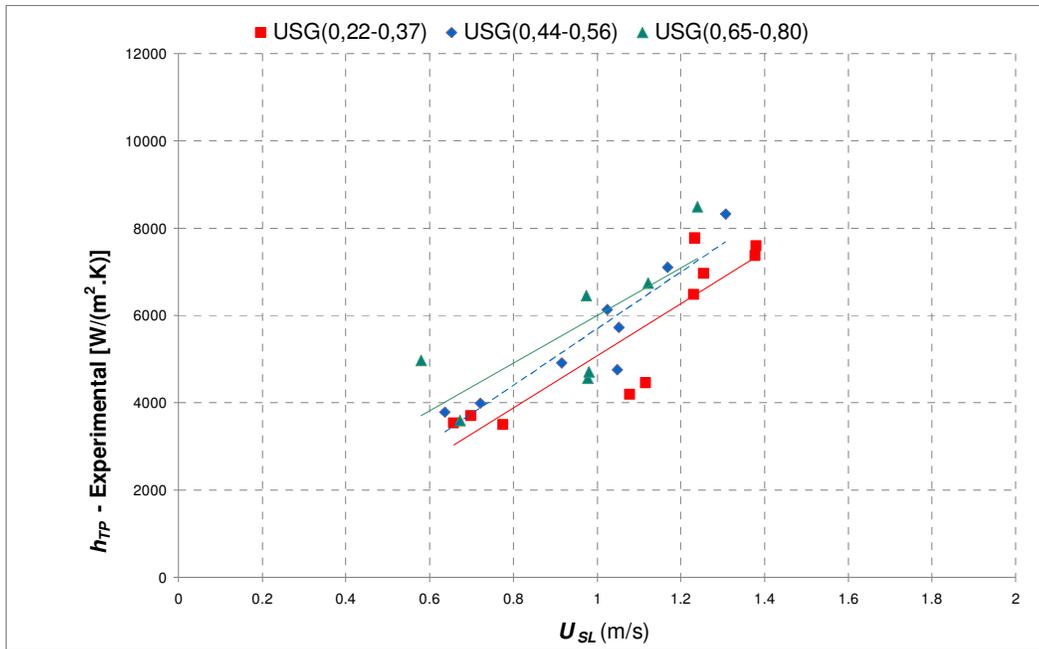


Figura 4.6: Variação do h_{TP} em função do U_{SL} e U_{SG} .

A Figura 4.7 representa a comparação dos resultados obtidos experimentalmente para o h_{TP} com os valores calculados através das três correlações, Shah (1981), Kago *et al.* (1986) e Kim e Ghajar (2006) e do modelo mecanicista de Camargo (1991).

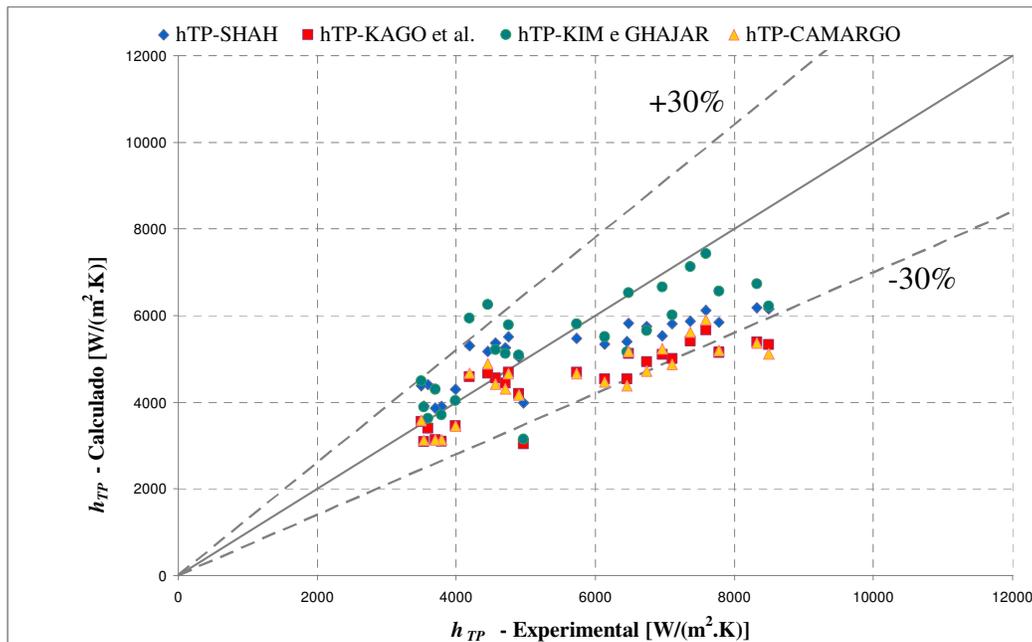


Figura 4.7: Comparação entre os resultados experimentais e calculados nos ensaios bifásicos.

Na Tabela 4.7, apresentam-se as diferenças máximas e mínimas, o desvio médio e o desvio médio quadrático obtido para cada uma das correlações quando comparadas com os valores experimentais do h_{TP} . Com isso, através da Figura 4.7 e da Tabela 4.7, é possível concluir, preliminarmente, que a correlação de Shah (1981) e a de Kim e Ghajar (2006) são as que melhor representam os resultados experimentais. Essas correlações apresentaram o menor desvio médio quadrático, de 18% e 19%, respectivamente, enquanto os outros dois modelos tiveram comportamentos bastante parecidos.

Tabela 4.7: Faixa de valores dos desvios entre o resultado bifásico experimental e calculado.

	$h_{TP-SHAH}$	$h_{TP-KAGO \text{ et al.}}$	$h_{TP-CAMARGO}$	$h_{TP-KIM \text{ e GHAJAR}}$
Mínimo	-28%	-39%	-40%	-37%
Máximo	27%	9%	11%	42%
Desvio Médio	-3%	-18%	-18%	1%
Desvio Médio Quadrático	18%	22%	22%	19%

O motivo da variação, entre os valores medidos e calculados pelas correlações, foi o fato de que as correlações, de Kago *et al.* (1986) e de Kim e Ghajar (2006), foram desenvolvidas com base em resultados experimentais para fluxo de calor constante; Shah (1981) também utilizou diversos resultados experimentais com as condições de fluxo de calor constante para elaborar a sua correlação. Apenas o modelo mecanicista de Camargo (1991) não foi desenvolvido para as condições de fluxo de calor constante, mas sim, para as duas condições encontradas na transferência de calor - fluxo de calor constante ou temperatura na superfície constante. No entanto, mesmo esse modelo mecanicista também apresentou variações entre os valores medidos e calculados. O possível motivo dessa variação foi o fato do modelo ter sido desenvolvido para a região de golfadas, do padrão de escoamento intermitente, ou seja, para uma região diferente da estudada na presente pesquisa, bolhas alongadas.

Para analisar o comportamento das correlações de Shah (1981), Kago *et al.* (1986) e Kim e Ghajar (2006), às condições experimentais, foi elaborado o gráfico da Figura 4.8, que apresenta o comportamento da razão entre o coeficiente de transferência de calor calculado e o experimental, $h_{TP-CALC}/h_{TP-EXPER}$, em função da razão entre as diferenças de temperaturas do fluido interno e na

parede da tubulação, na entrada e na saída da tubulação, $\Delta T_E/\Delta T_S$, em que $\Delta T_E=T_I-T_{PE}$ e $\Delta T_S=T_6-T_{PS}$. Esse comportamento é analisado para as três correlações empíricas, e quanto mais próximo de 1 estiver o valor da razão $\Delta T_E/\Delta T_S$, mais próximo o experimento estará das condições de fluxo de calor constante. Pela três linhas de tendência da Figura 4.8, é possível verificar que o h_{TP} , calculado pelas correlações, se aproxima do h_{TP} experimental quando as condições experimentais tendem a ser de fluxo de calor constante, $\Delta T_E/\Delta T_S = 1$. Dessa maneira, pode-se concluir que os resultados experimentais estão bem representados pelas três correlações da literatura, Shah (1981), Kago *et al.* (1986) e Kim e Ghajar (2006), desde que as condições experimentais estejam próximas da condição de transferência de calor com fluxo de calor constante. Caso contrário, as correlações tendem a subestimar os valor do h_{TP} .

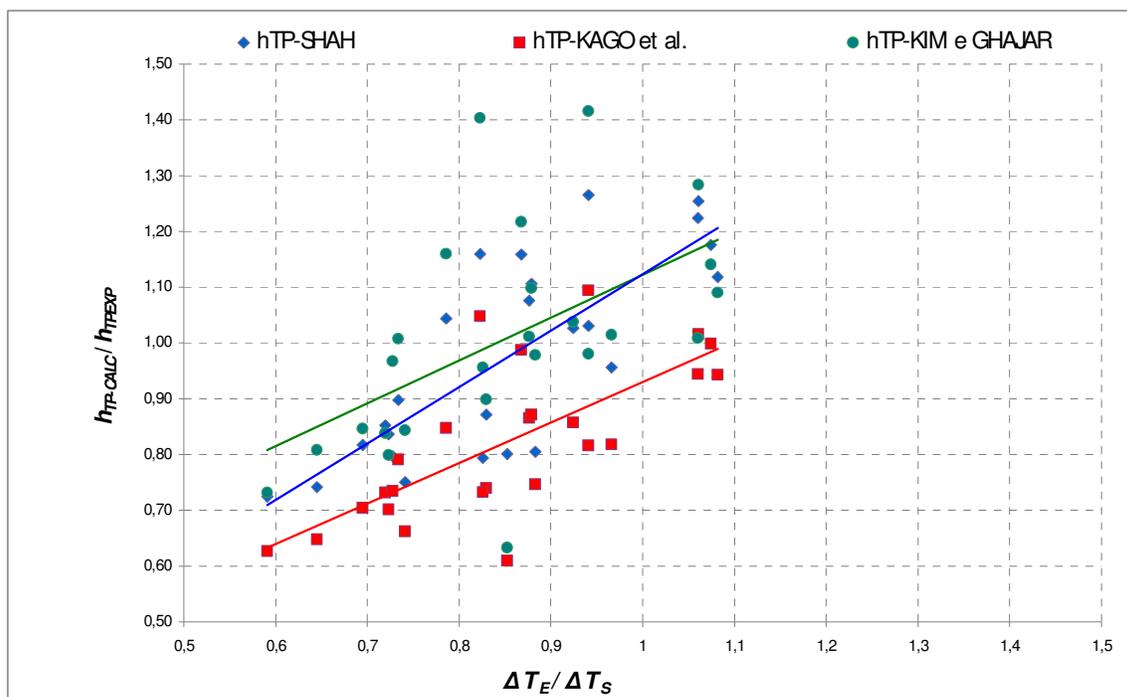


Figura 4.8: Comportamento da razão $h_{TP-CALC}/h_{TP-EXPER}$ em função da razão $\Delta T_E/\Delta T_S$.

Já o modelo mecanicista, proposto por Camargo (1991), baseou-se em fenômenos físicos da hidrodinâmica do padrão de escoamento intermitente e no cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico, h , de cada fase, tanto na região do pistão de líquido quanto na da bolha alongada de gás. Por ser um modelo mecanicista, oferece a opção de aprimorar o cálculo

do h , de acordo com a realização de novos estudos, como os realizados neste trabalho. Uma correlação empírica não permite esse tipo de aprimoramento, já que a alteração no cálculo do h acarretará também a mudança dos expoentes e dos multiplicadores da correlação.

Desse modo propões-se, neste trabalho, a alteração da correlação utilizada para o cálculo do h monofásico no modelo de Camargo (1991), de acordo com os resultados aqui obtidos para os ensaios monofásicos (conforme Figura 4.4). A proposta ora expressa é a de alterar a correlação do cálculo de h , de Dittus e Boelter para Gnielinski (1976). No presente trabalho, também foi considerada a não utilização, de forma indiscriminada, da média aritmética entre as condições experimentais de fluxo de calor constante e de temperatura na superfície constante, mas sim utilizar a condição mais próxima de cada ensaio experimental. Em alguns ensaios, o experimento se aproximou da condição de fluxo de calor constante, conforme foi demonstrado na Figura 4.8.

A Figura 4.9 apresenta os resultados obtidos do h_{TP} experimental em função do h_{TP} calculado pelo modelo mecanicista proposto por Camargo (1991), com as alteração sugeridas neste trabalho.

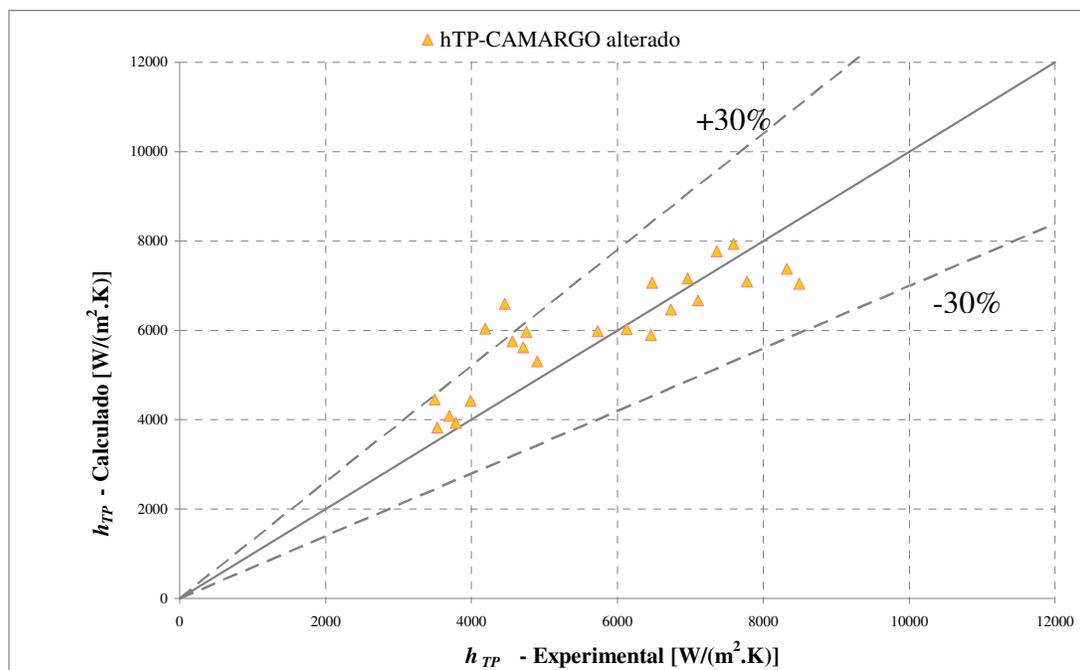


Figura 4.9: Comparação entre os resultados experimentais e calculados pelo modelo.

A Tabela 4.8 apresenta as diferenças máximas e mínimas, o desvio médio e o desvio médio quadrático obtido para o modelo original proposto por Camargo (1991) e também para as alterações sugeridas neste trabalho. Dessa forma, pela Figura 4.9 e pela Tabela 4.8, pode-se concluir que as alterações propostas anteriormente conseguiram representar melhor os resultados experimentais. Cabe ressaltar que 87% dos resultados experimentais ficaram na faixa de -17% e 27% com as alterações propostas.

Tabela 4.8: Faixa de valores dos desvios entre o resultado bifásico experimental e calculado pelo modelo de Camargo (1991) e com a alteração proposta.

	$h_{TP-CAMARGO}$	$h_{TP-CAMARGO}$ alterado
Mínimo	-40%	-17%
Máximo	11%	48%
Desvio Médio	-18%	9%
Desvio Médio Quadrático	22%	18%

4.4. Resultados das Características Hidrodinâmicas

Foram filmadas as características hidrodinâmicas para três diferentes pares de vazão de líquido e de gás. Esses pares de vazão foram selecionados para representar as fronteiras da faixa de operação dos ensaios bifásicos realizados. A Tabela 4.9 reúne as vazões mássicas de cada um dos ensaios filmados, bem como e as condições que os caracterizam em relação a faixa de operação.

Tabela 4.9: Vazões mássicas dos ensaios filmados.

Ensaio	m_L (kg/s)	m_G (kg/s)	m_L	m_G
1	2,91	0,0012	Alta	Baixa
2	2,04	0,0019	Média	Média
3	1,20	0,0026	Baixa	Alta

Os valores médios das características hidrodinâmicas obtidos com a filmagem estão comparados com os valores obtidos através da modelagem hidrodinâmica descrita na Seção 2.1. Os principais parâmetros hidrodinâmicos calculados para todos os ensaios estão exibidos na

Tabela D.1 (Apêndice D). A Tabela 4.10 demonstra a comparação com a velocidade da célula unitária, U_t , e também com a velocidade do pistão de líquido, U_p .

Já Tabela 4.11 apresenta a comparação com o comprimento do filme de líquido, L_f , e também com o comprimento do pistão de líquido, L_p , e; finalmente, a Tabela 4.12 expõe a comparação com a frequência da célula unitária, v_u .

Tabela 4.10: Comparação entre a filmagem e o modelo para U_t e U_p .

	Filmagem		Modelo	Diferença	Filmagem		Modelo	Diferença
	U_t (m/s)	Incerteza	U_t (m/s)		U_p (m/s)	Incerteza	U_p (m/s)	
1	2,10	0,05	2,38	-12%	1,49	0,04	1,66	-10%
2	1,96	0,05	2,22	-12%	1,26	0,04	1,52	-17%
3	1,82	0,05	-	-	1,03	0,04	-	-

Tabela 4.11: Comparação entre a filmagem e o modelo para L_f e L_p .

	Filmagem		Modelo	Diferença	Filmagem		Modelo	Diferença
	L_f (m)	Incerteza	L_f (m)		L_p (m)	Incerteza	L_p (m)	
1	0,34	0,01	0,22	55%	0,82	0,02	1,02	-20%
2	0,97	0,01	1,01	-4%	0,79	0,02	0,96	-17%
3	2,79	0,01	-	-	0,99	0,02	-	-

Tabela 4.12: Comparação entre a filmagem e o modelo para v_u .

	Filmagem		Modelo	Diferença
	v_u	Incerteza	v_u	
1	2,31	0,05	1,92	20%
2	1,48	0,05	1,13	31%
3	0,93	0,05	-	-

O ensaio 3 não pôde ser comparado com o modelo hidrodinâmico devido ao fato de o modelo não representar bem a condição experimental. Para o ensaio 3, o modelo utilizado superestimou o valor de L_f , com isso, encontrou-se um valor negativo para L_p , obtido através da relação cinemática da equação 2.28. As incertezas calculadas para cada valor das características hidrodinâmicas obtidas com a filmagem foram descritas em Grangeiro *et al.* (2009). Essas incertezas também foram baseadas no método proposto por Moffat (1988).

Pela Tabela 4.10, Tabela 4.11 e Tabela 4.12, pôde-se perceber que, para U_t , U_p , v_u e L_p , o modelo hidrodinâmico representou relativamente bem o valor obtido com a filmagem. No

entanto, registrou-se uma sensível diferença entre os valores obtidos com a filmagem e os valores com o modelo, principalmente para L_f . Isso se deveu ao fato de a hidrodinâmica do padrão de escoamento intermitente ser um processo altamente estocástico e o modelo utilizado para comparar com a filmagem procurou simplificar essa aleatoriedade, trabalhando com valores médios para cada parâmetro hidrodinâmico: provavelmente, aumentando o tempo de filmagem em cada ensaio os valores médios se aproximarão dos obtidos com o modelo.

A Figura 4.10 exibe um dos quadros obtidos com a filmagem do ensaio 1, em que se apresenta uma bolha alongada de gás com o filme de líquido abaixo da mesma. Nessa figura, é possível visualizar completamente o L_f , que é menor do que o comprimento da tela, 0,2305 m. Na célula unitária do padrão de escoamento intermitente, exibida nesse quadro, o L_f é menor do que o valor médio da filmagem, 0,34 m, e próximo do valor médio do modelo, 0,22 m. Dessa forma, é possível perceber que há variações nas características hidrodinâmicas medidas, de cada uma das células unitárias, durante o tempo de filmagem.

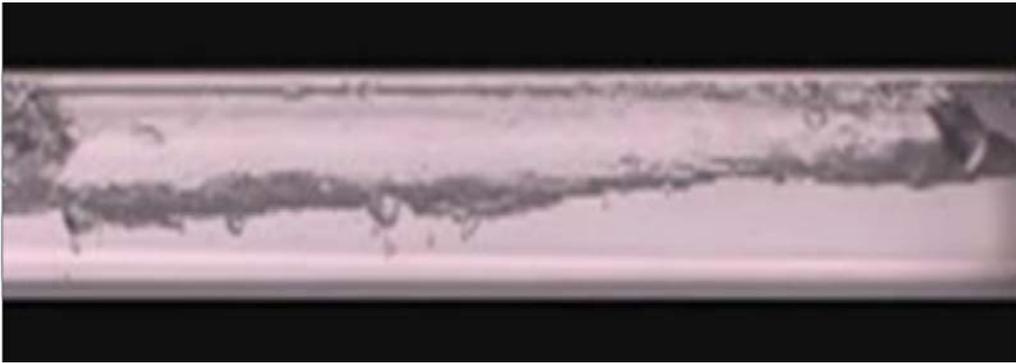


Figura 4.10: Bolha alongada de gás com o filme de líquido abaixo (ensaio 1 da filmagem).

Capítulo 5

Conclusões e Recomendações

Este trabalho descreve a metodologia experimental utilizada no processo de obtenção no valor empírico do coeficiente de transferência de calor bifásico, h_{TP} , para o padrão de escoamento intermitente horizontal.

Como o objetivo principal do estudo era validar o aparato experimental construído, inicialmente foram realizados ensaios monofásicos para verificar se os valores experimentais correspondiam aos valores esperados por três correlações bastante conhecidas da literatura, Dittus e Boelter, Sieder e Tate (1936) e Gnielinski (1976). As correlações de Shah (1981), Kago *et al.* (1986) e Kim e Ghajar (2006), validaram os valores experimentais bifásicos, bem como o modelo mecanicista de Camargo (1991). No total foram realizados 11 ensaios monofásicos e 25 bifásicos, além de algumas filmagens das características hidrodinâmicas do escoamento.

5.1. Conclusões

Foi possível concluir que o aparato experimental conseguiu reproduzir, de forma controlada, o fenômeno da transferência de calor bifásico no padrão de escoamento intermitente, na faixa de operação dos ensaios realizados. Os resultados experimentais de transferência de calor obtidos apresentaram uma boa concordância com as correlações e com o modelo mecanicista, tanto nos ensaios monofásicos como nos bifásicos. Além do mais, foi possível obter, através da instrumentação utilizada, os valores experimentais do coeficiente de transferência de calor monofásico e bifásico.

Através dos resultados obtidos, para faixa de operação dos ensaios, constatou-se que a velocidade superficial do líquido, U_{SL} , se mostrou dominante no comportamento do h_{TP} . Também foi possível constatar que os ensaios foram melhor representados pelas correlações quando as condições de contorno do experimento se aproximaram do fluxo de calor constante.

Foram propostas algumas alterações no modelo mecanicista de Camargo (1991), as quais possibilitaram reproduzir melhor os resultados experimentais deste trabalho. Com essas alterações, 87% dos valores do coeficiente de transferência de calor bifásico, h_{TP} , ficaram na faixa de -17% e 27% quando comparados aos resultados experimentais.

No que se refere a filmagem realizada nos três ensaios, o modelo hidrodinâmico representou melhor os resultados experimentais de U_t , U_p , L_p e v_u , do que o de L_f , para o tempo de filmagem de 4 s.

A contribuição deste trabalho foi a construção e validação de um aparato experimental robusto e confiável que poderá atender a novos ensaios e análises referentes à transferência de calor e à hidrodinâmica do escoamento.

5.2. Recomendações

O aparato experimental construído possui uma estrutura bastante flexível, e algumas melhorias poderão ser nele realizadas, tais como as que se listam a seguir:

- trabalhar com mangueiras de maior diâmetro no sistema de injeção de ar comprimido, para diminuir a perda de carga nesse trecho e poder trabalhar com vazões maiores de ar;
- isolar não somente a seção de troca térmica, mas também o sistema de refrigeração até a entrada na seção de troca térmica, para que, dessa forma, seja possível trabalhar com temperaturas mais baixas para a água gelada, pois, haverá menos ganho de calor vindo do ambiente;

- instrumentar o aparato experimental com outras ferramentas, tais como ultrassom, para obtenção das características hidrodinâmicas, além da filmagem;
- trabalhar com termopares mais precisos, o que resultará em uma incerteza menor nos resultados experimentais, porquanto esses instrumentos têm grande influência na incerteza dos valores medidos;
- tornar as medidas hidrodinâmicas com a filmagem mais confiáveis pelo aumento do tempo de filmagem.

Algumas recomendações para trabalhos futuros nesta linha de pesquisa são apresentados a seguir:

- obter mais resultados experimentais das características hidrodinâmicas do padrão de escoamento intermitente e verificar a influência desses parâmetros na transferência de calor;
- trabalhar com outros padrões de escoamento, para obter experimentalmente o h_{TP} , e comparar com os modelos da literatura;
- trabalhar com líquidos mais viscosos para verificar se, ainda assim, os resultados experimentais conseguem ser bem representados pelos modelos;
- validar as alterações propostas para o modelo de Camargo (1991), com dados experimentais de outros autores;
- comparar os resultados experimentais com outra modelagem hidrodinâmica, além do modelo de Taitel e Barnea (1990), utilizado por Camargo (1991);
- comparar os resultados experimentais ao resultado obtido em aplicativos comerciais que simulam o comportamento hidrodinâmico e a transferência de calor do escoamento;
- utilizar os dados de perda de carga deste trabalho, ou obter mais dados, para poder relacioná-los com a transferência de calor, por meio de uma modificação da analogia de Reynolds.

Referências Bibliográficas

FREYRE, G. *Discurso de "Adeus ao Colégio"*. 1917.

BARNEA, D.; BRAUNER, N. *Holdup of the Liquid Slug in Two Phase Intermittent Flow*. International Journal of Multiphase Flow, 1985 :11(1):43-49.

BARRERA, E. J. J. *Modelagem Transiente da Transferência de Calor em Dutos de Petróleo ou Gás, Termicamente Isolados*. Rio de Janeiro: Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2005. 125p. Dissertação (Mestrado).

BENDIKSEN, K. *An Experimental Investigation of the Motion of Long Bubbles in Inclined Tubes*. International Journal of Multiphase Flow, 1985 :10(4):467-483.

CAMARGO, R.M.T. *Hidrodinâmica e Transferência de Calor no escoamento Intermitente Horizontal*. Campinas: Departamento de Engenharia de Petróleo, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1991. 127p. Dissertação (Mestrado).

CHISHOLM, D. *Two-phase flow in pipelines and heat exchangers*. 1983. In: KIM, D.; GHAJAR, A. *A General Heat Transfer Correlation for Non-Boiling Gas-Liquid Flow with Different Flow Patterns in Horizontal Pipes*. International Journal of Multiphase Flow. 2006 :32(4):447-465.

COHEN, S.L.; HANRATTY, T.J. *Effects of Waves at a Gas-Liquid Interface on a Turbulent Air Flow*. Journal of Fluid Mechanics, 1968 :31(3):467-479.

- DESHPANDE, S.; BISHOP, A.; KARANDIKAR, B. *Heat Transfer to Air-Water Plug-Slug Flow in Horizontal Pipes*. Industrial & Engineering Chemistry Research. 1991 :30(9):2172-2180.
- DUKLER, A.E.; HUBBARD, M. *Model for Gas-Liquid Slug Flow in Horizontal and Near Horizontal Tubes*. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. 1975 :14(4):337-347.
- DUVERGER, V.C.; DENNIEL, S.; HOWARD, B., *Electrical Trace Heating Adapts to Pipe-in-Pipe Systems*. Offshore Magazine. 2006 :5.
- FRANCA, F.A.; BANNWART, A.C.; CAMARGO, R.M.T.; GONÇALVES, M. *Mechanistic Modeling of the Convective Heat Transfer Coefficient in Gas-Liquid Intermittent Flows*. Heat Transfer Engineering. 2008 :29(12):984-998.
- FRIED, L. *Pressure Drop and Heat Transfer for 2-phase, 2-component flow*. Chemical Engineering Progress Symposium Series. 1954 :50(9):47-51.
- GHAJAR, A.; TANG, C. *Recent Advances in Non-Boiling Two-Phase Flow Heat Transfer in Pipes*. HEAT 2008, 5th International Conference on Transport Phenomena In Multiphase Systems. 2008 :1-17.
- GNIELINSKI, V. *New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow*. International Chemical Engineering, 1976 :16(2):359-368.
- GRANGEIRO, F.A.; BANNWART, A.C.; BIZOTTO, V.C.; SASSIM, N.A. *Determinação Experimental de Propriedades do Escoamento Gás-Líquido Intermitente Horizontal através de Técnicas de Visualização e Tratamento de Imagens*. Quinto Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás. 2009;
- HILL, T.J.; WOOD, D.G. *A New Approach to the Prediction of the Slug Frequency*. 65th Annual Technical Conference and Exhibition of SPE. 1990 :141-147.

HETSRONI, G.; HU, B.; Yi, J.; MOSYAK, A.; YARIN, L.; ZISKIND, G. *Heat Transfer in Intermittent Air-Water Flows - Part I Horizontal Tube*. International Journal of Multiphase Flow. 1998 :24(2):165-188.

HUGHMARK, G. *Holdup and Heat Transfer in Horizontal Slug Gas-Liquid Flow*. Chemical Engineering Science. 1965 :20(12):1007-1010.

INCROPERA, F.P.; WITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. 6.ed.Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643p.

JOHNSON, H.A.; ABOU-SABE, A.H. *Heat Transfer and Pressure Drop for Turbulent Flow of Air-Water Mixtures in a Horizontal Pipe*. Transactions of the ASME. 1952 :74:977-987.

JOHNSON, H. *Heat Transfer and Pressure Drop for Viscous-Turbulent Flow of Oil-Air Mixtures in a Horizontal Pipe*. Transactions of the ASME. 1955 :1257-1263.

KAGO, T.; SARUWATARI, T.; KASHIMA, M.; MOROOKA, S.; KATO, Y. *Heat Transfer in Horizontal Plug and Slug Flow for Gas-Liquid and Gas-Slurry Systems*. Journal of Chemical Engineering of Japan. 1986 :19(2):125-131.

KIM, D.; GHAJAR, A.; DOUGHERTY, R.; RYALI, V. *Comparison of 20 Two-Phase Heat Transfer Correlations with Seven Sets of Experimental Data, Including Flow Pattern and Tube Inclination Effects*. Heat Transfer Engineering. 1999 :20(1):15-40.

KIM, D.; GHAJAR, A. *Heat Transfer Measurements and Correlations for Air-Water Flow of Different Flow Patterns in a Horizontal Pipe*. Experimental Thermal and Fluid Science. 2002 :25(8):659-676.

- KIM, D.; GHAJAR, A. *A General Heat Transfer Correlation for Non-Boiling Gas-Liquid Flow with Different Flow Patterns in Horizontal Pipes*. International Journal of Multiphase Flow. 2006 :32(4):447-465.
- KING, C.D.G. *Heat transfer and Pressure Drop in a 0.737 inch I.D. Horizontal Pipe*. International Journal of Multiphase Flow. 1985 :10(4):467-483. In: JOHNSON, H.A.; ABOU-SABE, A.H. *Heat Transfer and Pressure Drop for Turbulent Flow of Air-Water Mixtures in a Horizontal Pipe*. Transactions of the ASME. 1952 :74:977-987.
- KOROSOTOV, M. *Heat-Transfer to Water-Air Flow with a Low Air Content*. Thermal Engineering. 1974 :21(9):40-42.
- KROPHOLLER, H.; CARR, A. *The Prediction of Heat and Mass Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Pipes at all Values of the Prandtl or Schodt Number*. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1962 :5:1191-1205.
- LUNDE, K. *Heat Transfer and Pressure Drop in Two-Phase Flow*. Chemical Engineering Progress Symposium Series. 1955 :57(32):104-110.
- MALNES, D. *Slug Flow in Vertical, Horizontal an Inclined Pipe*. 1982. In: CAMARGO, R.M.T. *Hidrodinâmica e Transferência de Calor no escoamento Intermitente Horizontal*. Campinas: Departamento de Engenharia de Petróleo, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1991. 127p. Dissertação (Mestrado).
- MANABE, R. *A Comprehensive Mechanistic Heat Transfer Model for Two Phase Flow with High Pressure Flow Pattern Validation*. University of Tulsa, 2001. Tese (Doutorado). In: ZHANG, H.; WANG, Q.; SARICA, C.; BRILL, J. *Unified Model of Heat Transfer in Gas-Liquid Pipe Flow*. SPE Production & Operations. 2006 :21(1):114-122.
- MOFFAT, R. *Describing the Uncertainties in Experimental results*. Experimental Thermal and Fluid Science. 1988 :1(1):3-17.

- NIU, T.H.; DUKLER, A.E. *Heat Transfer During Gas Liquid Slug Flow in Horizontal Tubes*. Proceedings of SCNI Specialists Meeting. 1976.
- OLIVER, D.; WRIGTH, S. *Pressure Drop and Heat Transfer in Gas-Liquid Slug Flow in Horizontal Tubes*. British Chemical Engineering. 1964 ;9(9):590-596.
- PROVENZANO, C.E.C. *Previsão Numérica de escoamento Bifásico em Tubulações Utilizando o Modelo de Deslizamento*. Rio de Janeiro: Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2007. 99 p. Dissertação (Mestrado).
- SHAH, M. *Generalized Prediction of Heat Transfer During Two Component Gas-Liquid Flow in Tubes and other Channels*. AIChE Symposium Series. 1981 :77(208):140-151.
- SHOHAM, O.; DUKLER, A.E.; TAITEL, Y. *Heat-Transfer During Intermittent Slug Flow in Horizontal Tubes*. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. 1982 :21(3):312-319.
- SIEDER, E.N.; TATE, G.E. *Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes*. Industrial and Engineering Chemistry. 1936 :28(12):1429-1435.
- TAITEL, Y.; BARNEA, D. *A Consistent Approach for Calculating Pressure Drop in Inclined Slug Flow*. Chemical Engineering Science. 1990 :45(5):1199-1206.
- TAITEL, Y.; DUKLER, A.E. *A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas Liquid Flow*. AIChE Journal. 1976 :22(1):47-54.
- VILLELA, M. J. R. *Análise do Comportamento da Temperatura em Sistemas de Produção de Petróleo: Comparação entre Completação Seca e Molhada*. Rio de Janeiro: Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2004. 152p. Dissertação (Mestrado).

ZHANG, H.; WANG, Q.; SARICA, C.; BRILL, J. *Unified Model of Heat Transfer in Gas-Liquid Pipe Flow*. SPE Production & Operations. 2006 :21(1):114-122.

ZUBER, N.; FINDLAY, J.A. *Average Volumetric Concentration in Two-Phase Flow Systems*. Journal of Heat Transfer. 1965 :87(4):453-468.

Apêndice A

Análise das Incertezas Experimentais

Todo processo experimental está associado a erros de medição, assim, todo o esforço possível deve ser feito para eliminar os erros do experimento. Esse objetivo, no entanto, nunca será plenamente alcançado: cada instrumento terá sempre o seu erro aleatório, também chamado de incerteza.

A incerteza atribuída a uma medida é uma estimativa de um possível erro residual na mesma, depois que todas as correções foram realizadas para eliminar o erro sistemático. Dessa forma, torna-se necessário apresentar como tais incertezas se propagam através dos cálculos no valor da variável que se deseja obter.

Neste experimento, a variável medida foi o coeficiente de transferência de calor (h_{TP}), sendo esse bastante dependente das incertezas envolvidas nos sensores utilizados no experimento. A Tabela A.1 expressa a incerteza dos sensores que influenciavam o cálculo do h_{TP} experimental.

Tabela A.1: Incertezas dos sensores.

Sensor	Incerteza
Medidor de Vazão de Água Gelada	$\pm 0,5 \%$
Termopar	$\pm 0,5 \text{ K}$

O método utilizado para calcular as incertezas, neste trabalho, foi proposto por Moffat (1988). Segundo esse método, uma dada variável V é normalmente obtida por meio da medição

das variáveis independentes x_i , sendo que V e x_i estão relacionados pela função f na forma seguinte:

$$V = f(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n) \quad \text{A.1}$$

Quando diversas variáveis independentes são utilizadas, o limite de incerteza, ΔV , pode então ser estimado pelo método da raiz quadrada da soma dos quadrados da expansão em série de Taylor da função f , em torno do valor esperado V , truncada para os termos de primeira ordem, ou seja,

$$\Delta V = \left\{ \left[\Delta x_1 \cdot \left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \right) \right]^2 + \left[\Delta x_2 \cdot \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \right) \right]^2 + \dots + \left[\Delta x_i \cdot \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right) \right]^2 + \left[\Delta x_n \cdot \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \right) \right]^2 \right\}^{1/2} \quad \text{A.2}$$

em que Δx_i é a incerteza máxima envolvida na medição da variável independente x_i .

O valor do h_{TP} é calculado experimentalmente pela seguinte equação:

$$h_{TP} = \frac{q_M}{A \cdot \Delta T} \quad \text{A.3}$$

Logo há três variáveis independentes: q_M , A e ΔT , em que q_M é o fluxo de calor que a água gelada ganha da mistura bifásica, dado por,

$$q_M = m_{AG} \cdot Cp_{AG} \cdot (T_{10} - T_5) \quad \text{A.4}$$

Suas variáveis foram previamente definidas na Seção 4.1; a variável independente A é a área da superfície da seção de troca térmica, dada por,

$$A = \pi \cdot D \cdot L \quad \text{A.5}$$

em que L é o comprimento axial da seção de troca térmica, e o ΔT é a média logarítmica das temperaturas:

$$\Delta T = \frac{(T_6 - \bar{T}_{PS}) - (T_1 - \bar{T}_{PE})}{\ln \frac{(T_6 - \bar{T}_{PS})}{(T_1 - \bar{T}_{PE})}} \quad \text{A.6}$$

Para determinar a incerteza relacionada à variável independente Δq_M , foram utilizadas as seguintes incertezas para cada uma das variáveis que influenciaram no valor final:

$$\Delta m_{AG} = \pm 0,005 \cdot m_{AG};$$

$$\Delta C_{p_{AG}} = 0;$$

$$\Delta T_i = \pm 0,5 \text{ K}.$$

As derivadas parciais são dadas por

$$\left| \left(\frac{\partial q_M}{\partial m_{AG}} \right) \right| = C_{p_{AG}} \cdot (T_{10} - T_5) \quad \text{A.7}$$

$$\left| \left(\frac{\partial q_M}{\partial C_{p_{AG}}} \right) \right| = m_{AG} \cdot (T_{10} - T_5) \quad \text{A.8}$$

$$\left| \left(\frac{\partial q_M}{\partial T_{10}} \right) \right| = m_{AG} \cdot C_{p_{AG}} \quad \text{A.9}$$

$$\left| \left(\frac{\partial q_M}{\partial T_5} \right) \right| = m_{AG} \cdot C_{p_{AG}} \quad \text{A.10}$$

portanto,

$$\Delta q_M = \pm \left\{ [0,005 \cdot m_{AG} \cdot C_{p_{AG}} \cdot (T_{10} - T_5)]^2 + 2 \cdot [0,5 \cdot m_{AG} \cdot C_{p_{AG}}]^2 \right\}^{1/2} \quad \text{A.11}$$

para determinar a incerteza relacionada à variável independente ΔA , foram utilizadas as seguintes incertezas para cada uma das variáveis que influenciaram no valor final:

$$\Delta D = \pm 0,0005 \text{ m (precisão do paquímetro utilizado);}$$

$$\Delta L = \pm 0,0005 \text{ m (precisão da trena utilizada).}$$

As derivadas parciais são dadas por

$$\left| \left(\frac{\partial A}{\partial D} \right) \right| = \pi \cdot L \quad \text{A.12}$$

$$\left| \left(\frac{\partial A}{\partial L} \right) \right| = \pi \cdot D \quad \text{A.13}$$

portanto,

$$\Delta A = \pm 0,0095 \quad \text{A.14}$$

para determinar a incerteza relacionada à variável independente $\Delta(\Delta T)$, a única variável que influencia no valor final é o ΔT_i , que tem o valor de $\pm 0,5 \text{ K}$, conforme já mencionado.

As derivadas parciais são dadas por,

$$\left| \frac{\partial \Delta T}{\partial \Delta T_1} \right| = \frac{\left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right) - \ln \left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right) - 1}{\left[\ln \left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right) \right]^2} \quad \text{A.15}$$

$$\left| \frac{\partial \Delta T}{\partial \Delta T_{PE}} \right| = \frac{1 + \ln \left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right) - \left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right)}{\left[\ln \left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right) \right]^2} \quad \text{A.16}$$

$$\left| \frac{\partial \Delta T}{\partial \Delta T_6} \right| = \frac{\left(\frac{T_1 - \bar{T}_{PE}}{T_6 - \bar{T}_{PS}} \right) + \ln \left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right) - 1}{\left[\ln \left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right) \right]^2} \quad \text{A.17}$$

$$\left| \frac{\partial \Delta T}{\partial \Delta \bar{T}_{PS}} \right| = \frac{1 - \ln \left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right) - \left(\frac{T_1 - \bar{T}_{PE}}{T_6 - \bar{T}_{PS}} \right)}{\left[\ln \left(\frac{T_6 - \bar{T}_{PS}}{T_1 - \bar{T}_{PE}} \right) \right]^2} \quad \text{A.18}$$

portanto,

$$\Delta(\Delta T) = \pm \left\{ \left[\Delta T_1 \cdot \left| \frac{\partial \Delta T}{\partial \Delta T_1} \right| \right]^2 + \left[\Delta \bar{T}_{PE} \cdot \left| \frac{\partial \Delta T}{\partial \Delta \bar{T}_{PE}} \right| \right]^2 + \left[\Delta T_6 \cdot \left| \frac{\partial \Delta T}{\partial \Delta T_6} \right| \right]^2 + \left[\Delta \bar{T}_{PS} \cdot \left| \frac{\partial \Delta T}{\partial \Delta \bar{T}_{PS}} \right| \right]^2 \right\}^{1/2} \quad \text{A.19}$$

já para a equação principal, equação A.3, as derivadas parciais são dadas por

$$\left| \frac{\partial h_{TP}}{\partial q_M} \right| = \frac{1}{A \cdot \Delta T} \quad \text{A.20}$$

$$\left| \frac{\partial h_{TP}}{\partial A} \right| = \frac{q_M}{A^2 \cdot \Delta T} \quad \text{A.21}$$

$$\left| \frac{\partial h_{TP}}{\partial \Delta T} \right| = \frac{q_M}{A \cdot \Delta T^2} \quad \text{A.22}$$

Com isso, a incerteza de cada determinação experimental do h_{TP} pode ser calculada por meio da seguinte equação:

$$\Delta h_{TP} = \pm \left\{ \left[\Delta q_M \cdot \left| \frac{\partial h_{TP}}{\partial q_M} \right| \right]^2 + \left[\Delta A \cdot \left| \frac{\partial h_{TP}}{\partial A} \right| \right]^2 + \left[\Delta(\Delta T) \cdot \left| \frac{\partial h_{TP}}{\partial \Delta T} \right| \right]^2 \right\}^{1/2} \quad \text{A.23}$$

As Tabela A.2 e Tabela A.3 demonstram os valores calculados da incerteza de cada um dos ensaios monofásicos e bifásicos, respectivamente.

Tabela A.2: Incertezas calculadas para os ensaios monofásicos.

Ensaio	$\Delta q_M \cdot \left \frac{\partial h_{TP}}{\partial q_M} \right $	$\Delta A \cdot \left \frac{\partial h_{TP}}{\partial A} \right $	$\Delta(\Delta T) \cdot \left \frac{\partial h_{TP}}{\partial \Delta T} \right $	Δh_{TP} (W/m ² /K)	Incerteza
1	446	44	487	661	14%
2	501	42	441	669	15%
3	549	45	508	749	16%
4	540	48	590	801	16%
5	610	52	613	866	16%
9	513	34	344	619	17%
13	766	57	792	1104	18%
14	722	57	757	1048	18%
15	547	46	522	757	16%
24	1011	63	962	1397	21%
25	673	42	489	833	19%

Tabela A.3: Incertezas calculadas para os ensaios bifásicos.

Ensaio	$\Delta q_M \cdot \left \frac{\partial h_{TP}}{\partial q_M} \right $	$\Delta A \cdot \left \frac{\partial h_{TP}}{\partial A} \right $	$\Delta(\Delta T) \cdot \left \frac{\partial h_{TP}}{\partial \Delta T} \right $	Δh_{TP} (W/m ² /K)	Incerteza
1	426	36	385	575	15%
2	519	38	410	663	17%
3	559	47	536	775	16%
4	532	46	556	771	16%
5	627	55	664	915	16%
6	581	44	492	763	17%
7	524	35	350	631	18%
8	510	34	331	609	17%
9	515	34	343	620	18%
10	527	36	369	644	17%
11	645	48	507	822	17%
12	819	62	809	1153	18%
13	673	45	538	863	18%
14	798	59	861	1176	19%
15	529	40	443	691	16%
16	566	43	506	761	17%

17	1019	75	1065	1476	19%
18	852	62	830	1191	18%
19	933	68	1044	1401	20%
20	946	65	1005	1382	21%
21	1155	82	1530	1918	23%
22	1125	80	1444	1832	22%
23	858	73	1054	1361	18%
24	1054	71	1132	1549	21%
25	965	67	972	1371	20%

Pela análise de incerteza realizada em todos os ensaios, foi possível perceber que as incertezas no cálculo do h_{TP} , foram dominadas pela exatidão nas medidas de temperaturas.

A exatidão nas medidas de temperatura influencia tanto na variável q_M como na ΔT . Neste experimento, a menor incerteza possível de ser obtida após a aferição dos termopares foi de $\pm 0,5$ K, conforme já mencionado anteriormente.

Apêndice B

Propriedade dos Fluidos

Na Tabela B.1, reúnem-se as propriedades dos fluidos calculadas em todos os 25 ensaios realizados.

Tabela B.1: Propriedade dos fluidos em todos os ensaios.

Ensaio	ρ_L	ρ_G	ρ_{AG}	μ_L	μ_G	μ_P	μ_{AG}	C_{pL}	C_{pG}	C_{pAG}	k_L	k_G	k_{AG}
	(kg/m ³)			(Pa·s)				[J/(kg·K)]			[W/(m·K)]		
1	991,5	1,52	999,3	6,37·10 ⁻⁴	1,94·10 ⁻⁵	7,09·10 ⁻⁴	1,13·10 ⁻³	3908,2	1018,6	3812,2	0,634	0,028	0,608
2	992,0	1,60	999,2	6,55·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,19·10 ⁻⁴	1,11·10 ⁻³	3901,3	1018,7	3813,6	0,633	0,027	0,609
3	992,1	1,71	999,2	6,59·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,17·10 ⁻⁴	1,11·10 ⁻³	3899,9	1018,8	3813,8	0,633	0,027	0,609
4	992,3	1,77	999,6	6,64·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,20·10 ⁻⁴	1,17·10 ⁻³	3898,1	1018,9	3810,3	0,632	0,027	0,607
5	992,3	1,77	999,6	6,65·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,23·10 ⁻⁴	1,18·10 ⁻³	3897,7	1018,9	3809,8	0,632	0,027	0,607
6	992,3	1,80	999,5	6,64·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,24·10 ⁻⁴	1,16·10 ⁻³	3898,1	1018,9	3810,9	0,632	0,027	0,607
7	991,9	1,61	999,3	6,50·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,16·10 ⁻⁴	1,13·10 ⁻³	3903,1	1018,7	3812,6	0,633	0,028	0,608
8	992,1	1,58	999,4	6,56·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,25·10 ⁻⁴	1,15·10 ⁻³	3900,9	1018,6	3811,2	0,633	0,027	0,608
9	991,9	1,51	999,3	6,51·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,19·10 ⁻⁴	1,13·10 ⁻³	3902,7	1018,6	3812,8	0,633	0,027	0,608
10	991,9	1,50	999,3	6,51·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,17·10 ⁻⁴	1,13·10 ⁻³	3902,7	1018,5	3812,8	0,633	0,028	0,608
11	991,7	1,54	999,6	6,42·10 ⁻⁴	1,94·10 ⁻⁵	7,17·10 ⁻⁴	1,17·10 ⁻³	3906,3	1018,6	3810,3	0,634	0,028	0,607
12	992,4	1,80	999,5	6,70·10 ⁻⁴	1,93·10 ⁻⁵	7,24·10 ⁻⁴	1,16·10 ⁻³	3895,9	1018,9	3810,7	0,632	0,027	0,607
13	993,1	1,82	999,6	6,97·10 ⁻⁴	1,92·10 ⁻⁵	7,58·10 ⁻⁴	1,17·10 ⁻³	3886,7	1018,9	3810,2	0,630	0,027	0,607
14	993,0	1,79	999,4	6,92·10 ⁻⁴	1,92·10 ⁻⁵	7,41·10 ⁻⁴	1,15·10 ⁻³	3888,4	1018,8	3811,2	0,630	0,027	0,608
15	993,1	1,76	999,5	6,96·10 ⁻⁴	1,92·10 ⁻⁵	7,62·10 ⁻⁴	1,16·10 ⁻³	3887,1	1018,8	3810,9	0,630	0,027	0,607
16	993,0	1,74	999,3	6,92·10 ⁻⁴	1,92·10 ⁻⁵	7,54·10 ⁻⁴	1,13·10 ⁻³	3888,4	1018,8	3812,2	0,630	0,027	0,608
17	993,5	1,91	1000	7,13·10 ⁻⁴	1,91·10 ⁻⁵	7,67·10 ⁻⁴	1,24·10 ⁻³	3881,6	1019,0	3806,8	0,629	0,027	0,605
18	993,6	1,91	999,7	7,17·10 ⁻⁴	1,91·10 ⁻⁵	7,74·10 ⁻⁴	1,19·10 ⁻³	3880,3	1018,9	3809,1	0,629	0,027	0,606
19	993,8	1,94	999,9	7,27·10 ⁻⁴	1,91·10 ⁻⁵	7,77·10 ⁻⁴	1,23·10 ⁻³	3877,4	1019,0	3807,4	0,628	0,027	0,605
20	993,8	1,96	1000	7,28·10 ⁻⁴	1,91·10 ⁻⁵	7,78·10 ⁻⁴	1,23·10 ⁻³	3877,0	1019,0	3807,1	0,628	0,027	0,605
21	994,0	2,06	999,7	7,34·10 ⁻⁴	1,90·10 ⁻⁵	7,75·10 ⁻⁴	1,19·10 ⁻³	3875,4	1019,1	3809,1	0,628	0,027	0,606
22	994,0	2,04	999,7	7,37·10 ⁻⁴	1,90·10 ⁻⁵	7,80·10 ⁻⁴	1,19·10 ⁻³	3874,5	1019,1	3809,1	0,628	0,027	0,606
23	993,0	1,99	999,9	6,93·10 ⁻⁴	1,92·10 ⁻⁵	7,42·10 ⁻⁴	1,21·10 ⁻³	3888,0	1019,1	3808,0	0,630	0,027	0,606
24	994,4	2,00	999,9	7,56·10 ⁻⁴	1,90·10 ⁻⁵	8,06·10 ⁻⁴	1,21·10 ⁻³	3868,9	1019,0	3808,0	0,626	0,027	0,606
25	994,0	1,90	1000	7,34·10 ⁻⁴	1,90·10 ⁻⁵	7,86·10 ⁻⁴	1,25·10 ⁻³	3875,4	1018,9	3806,4	0,628	0,027	0,604

Apêndice C

Variáveis Medidas nos Ensaios

As Tabela C.1 e Tabela C.2 apresentam todas as variáveis medidas pelos sensores durante os ensaios monofásicos e bifásicos, respectivamente.

Tabela C.1: Variáveis medidas durante os ensaios monofásicos.

Ensaio	m_L	m_{AG}	P	DP	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9	T_{10}	q_{AG}
	(kg/s)	(kg/s)	(Pa)	(Pa)	(K)										(W)
1	1,64	0,77	32075	-	316,4	312,5	312,3	310,7	284,4	312,1	306,5	307,3	307,7	291,6	21258
2	1,91	0,93	37676	1077	314,9	311,0	310,9	309,1	285,0	311,1	304,7	305,6	306,1	291,2	22052
3	2,29	0,94	45935	1600	315,0	311,1	310,8	309,6	284,5	311,6	306,3	306,6	307,2	290,6	21659
4	2,54	0,84	50571	1606	314,3	311,1	310,8	309,1	284,2	311,3	306,3	306,5	307,4	290,7	21043
5	2,22	1,00	50741	1581	314,9	311,4	310,7	309,2	283,2	311,4	306,7	306,7	307,6	289,5	24050
9	1,64	0,98	31627	708	316,1	311,4	312,1	310,2	284,0	311,3	305,0	305,3	306,1	288,9	18418
13	2,54	1,08	51649	1514	311,6	308,4	308,3	308,4	283,1	308,4	303,4	303,9	304,5	288,7	22706
14	2,54	1,05	50849	1583	311,9	308,9	307,9	307,1	281,5	308,5	304,5	304,4	305,0	287,4	23413
15	2,54	0,92	49968	1593	311,4	308,0	307,2	306,1	282,4	308,5	303,1	303,6	304,1	288,6	21606
24	3,17	1,28	68141	2404	307,8	305,6	304,6	304,6	283,9	305,1	300,3	301,2	301,6	288,5	22323
25	1,71	1,14	32732	805	311,4	307,1	307,8	307,7	282,8	307,2	300,9	301,9	301,7	287,4	20155

Tabela C.2: Variáveis medidas durante os ensaios bifásicos.

Ensaio	m_L	m_G	m_{AG}	P	DP	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9	T_{10}
	(kg/s)			(Pa)	(Pa)	(K)									
1	1,34	0,0015	0,77	36711	-	318,0	313,7	313,6	311,8	284,1	312,3	305,7	307,5	308,3	290,4
2	1,52	0,0019	0,93	43606	1044	316,3	312,7	311,9	310,6	285,3	311,0	304,6	305,9	307,0	290,8
3	1,93	0,0018	0,94	52714	1473	315,6	311,8	311,5	310,2	285,0	311,3	305,6	306,5	307,4	291,2
4	2,21	0,0017	0,84	58090	2344	314,9	311,9	311,0	309,6	283,2	311,1	305,7	306,4	307,4	289,5
5	2,22	0,0016	1,00	58280	2064	315,0	311,6	310,6	310,2	282,8	310,7	305,7	306,1	307,4	289,3
6	2,06	0,0026	0,99	60893	1687	315,3	312,3	310,0	309,9	283,8	310,7	305,3	306,0	307,4	289,3
7	1,42	0,0027	0,99	44252	1688	317,2	314,6	311,1	310,7	285,1	311,0	304,7	305,9	307,5	289,9
8	1,63	0,0013	0,99	41702	1625	316,3	312,4	310,5	310,3	284,4	310,9	304,6	305,7	307,1	289,2
9	1,39	0,0012	0,98	35583	604	316,9	312,0	312,6	311,0	285,2	311,1	304,4	305,5	306,9	290,1
10	1,47	0,0007	0,98	34471	651	316,6	311,8	312,3	312,2	285,1	311,3	304,2	305,6	307,0	290,1
11	1,22	0,0026	1,17	38097	1008	318,7	315,2	313,9	313,6	283,6	311,0	305,2	305,6	306,3	289,1
12	2,05	0,0026	1,22	60952	2030	315,1	312,8	311,4	311,0	283,7	309,8	304,0	305,0	306,5	289,3
13	2,07	0,0025	1,08	61110	1607	312,6	309,1	307,8	307,5	283,7	308,2	303,1	304,0	304,9	288,6
14	2,16	0,0019	1,05	58573	1955	312,8	311,2	309,1	308,8	284,1	308,8	304,2	304,8	305,8	289,5
15	2,27	0,0012	0,92	55966	1859	312,2	308,6	307,6	306,4	283,8	308,8	303,0	303,8	304,8	289,4
16	2,35	0,0008	0,92	54385	1779	312,4	308,8	308,9	306,9	284,5	309,2	303,4	304,3	305,2	290,1
17	2,60	0,0015	1,39	68649	2529	311,2	308,2	308,3	307,5	281,4	307,1	302,2	302,7	303,6	286,8
18	2,60	0,0015	1,24	67932	2389	310,8	308,0	307,3	306,9	282,9	307,1	301,6	302,6	303,4	288,3
19	2,47	0,0023	1,19	70496	2348	310,1	308,4	307,0	306,5	281,8	306,2	301,3	302,1	303,0	287,1
20	2,37	0,0030	1,19	72687	2388	310,1	308,4	307,0	306,5	281,8	306,0	301,2	302,0	303,0	286,8
21	2,62	0,0030	1,22	80897	2788	309,6	309,0	306,6	307,3	283,0	305,9	301,6	302,0	303,0	288,2
22	2,76	0,0020	1,23	78898	3292	309,2	308,1	306,4	306,5	283,0	305,8	301,6	302,0	302,9	288,2
23	2,91	0,0012	1,14	75646	3154	312,5	309,2	309,3	308,6	281,7	308,9	304,1	305,1	305,8	288,0
24	2,91	0,0012	1,28	74685	2718	307,7	306,3	304,4	304,5	282,4	304,6	299,7	300,9	301,3	287,3
25	2,65	0,0012	1,28	66811	2232	309,6	306,7	306,1	306,3	281,2	305,8	300,9	301,9	302,6	286,3

Apêndice D

Parâmetros Hidrodinâmicos Calculados

A Tabela D.1 exibe alguns parâmetros hidrodinâmicos calculados para todos os ensaios, através do modelo descrito na Seção 2.1.

Tabela D.1: Parâmetros hidrodinâmicos calculados durante os ensaios bifásicos.

Ensaio	δ_f (m)	U_p (m/s)	U_d (m/s)	U_t (m/s)	U_f (m/s)	U_G (m/s)	L_p (m)	L_f (m)	v_u (s ⁻¹)	R_p -	R_u -
1	0,0308	1,10	0,39	1,71	0,80	1,59	0,70	1,85	0,67	0,93	0,70
2	0,0309	1,28	0,39	1,92	0,97	1,78	0,56	2,10	0,72	0,91	0,68
3	0,0299	1,41	0,39	2,08	1,06	1,93	0,91	1,18	1,00	0,91	0,73
4	0,0297	1,50	0,39	2,19	1,14	2,02	1,00	0,81	1,20	0,90	0,76
5	0,0297	1,49	0,39	2,17	1,13	2,01	1,01	0,76	1,22	0,90	0,77
6	0,0303	1,66	0,39	2,38	1,32	2,18	0,67	1,85	0,94	0,89	0,68
7	0,0317	1,45	0,39	2,13	1,17	1,95	-0,47	4,13	0,58	0,90	0,60
8	0,0294	1,16	0,39	1,77	0,80	1,66	1,00	0,94	0,92	0,92	0,76
9	0,0296	1,03	0,39	1,62	0,69	1,52	0,97	1,16	0,76	0,93	0,74
10	0,0259	0,92	0,39	1,49	0,42	1,42	1,01	0,33	1,10	0,94	0,83
11	0,0324	1,38	0,39	2,04	1,12	1,86	-1,26	5,45	0,49	0,91	0,58
12	0,0303	1,66	0,39	2,38	1,32	2,18	0,66	1,90	0,93	0,89	0,68
13	0,0302	1,63	0,39	2,34	1,29	2,15	0,73	1,71	0,96	0,89	0,69
14	0,0299	1,52	0,39	2,22	1,17	2,04	0,96	1,01	1,13	0,90	0,74
15	0,0294	1,40	0,39	2,07	1,03	1,92	1,03	0,41	1,43	0,91	0,81
16	0,0299	1,33	0,39	1,98	0,99	1,84	0,97	0,18	1,72	0,91	0,86
17	0,0301	1,60	0,39	2,31	1,26	2,12	1,05	0,44	1,55	0,90	0,81
18	0,0301	1,60	0,39	2,31	1,26	2,12	1,05	0,45	1,55	0,90	0,81
19	0,0300	1,73	0,39	2,46	1,37	2,25	0,97	1,01	1,24	0,89	0,74
20	0,0301	1,84	0,39	2,60	1,49	2,37	0,77	1,67	1,07	0,88	0,69
21	0,0300	1,93	0,39	2,70	1,57	2,46	0,90	1,34	1,20	0,88	0,71
22	0,0303	1,77	0,39	2,51	1,42	2,29	1,07	0,62	1,49	0,89	0,78
23	0,0320	1,66	0,39	2,38	1,39	2,16	1,03	0,22	1,90	0,89	0,85
24	0,0320	1,66	0,39	2,38	1,39	2,16	1,02	0,22	1,92	0,89	0,85
25	0,0306	1,55	0,39	2,25	1,23	2,07	1,02	0,28	1,72	0,90	0,84