

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO  
CENTRO TECNOLÓGICO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**MAYLA AYUB BINOTI**

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DE ACIDENTES DE LINHA E GÁS  
ÚMIDO NA MEDIÇÃO DE VAZÃO POR MEDIDORES DEPRIMOGÊNIOS DO TIPO  
CONE INVERTIDO**

VITÓRIA  
2014

**MAYLA AYUB BINOTI**

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DE ACIDENTES DE LINHA E GÁS  
ÚMIDO NA MEDIÇÃO DE VAZÃO POR MEDIDORES DEPRIMOGÊNIOS DO TIPO  
CONE INVERTIDO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rogério Ramos

VITÓRIA  
2014

Ficha catalográfica disponibilizada pelo Sistema Integrado de Bibliotecas - SIBI/UFES e elaborada pelo autor

---

B612s Binoti, Mayla, Ayub, 1989-  
SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DE  
ACIDENTES DE LINHA E GÁS ÚMIDO NA MEDIÇÃO DE  
VAZÃO POR MEDIDORES DEPRIMOGÊNIOS DO TIPO  
CONE INVERTIDO / Mayla, Ayub Binoti. - 2014.  
93 f. : il.

Orientador: Rogério Ramos.  
Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) -  
Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico.

1. Medição de fluxo. 2. Medidores de gás. 3. Simulação por computador. 4. Equações diferenciais - Soluções numéricas - Programas de computador. I. Ramos, Rogério. II. Universidade Federal do Espírito Santo. Centro Tecnológico. III. Título.

CDU: 621

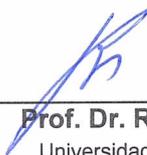
---

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO  
CENTRO TECNOLÓGICO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

“Simulação Numérica da Influência de Acidentes de Linha e Gás  
Úmido na Medição de Vazão por Medidores Deprimogênicos do Tipo  
Cone Invertido”

Mayla Ayub Binoti

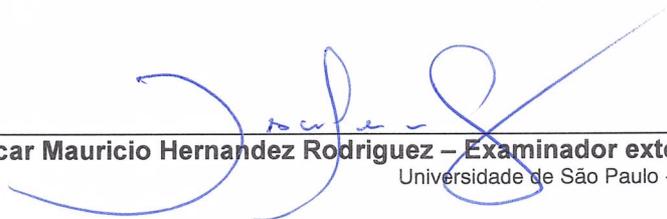
COMISSÃO EXAMINADORA



Prof. Dr. Rogério Ramos – Orientador  
Universidade Federal do Espírito Santo – UFES



Prof. Dr. Márcio Ferreira Martins - Examinador interno  
Universidade Federal do Espírito Santo – UFES



Prof. Dr. Oscar Mauricio Hernandez Rodriguez – Examinador externo  
Universidade de São Paulo - USP

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do  
Espírito Santo como parte dos requisitos necessários à  
obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Vitória (ES), 14 de outubro de 2014.

“A educação sozinha não transforma a sociedade,  
sem ela tampouco a sociedade muda.”

Paulo Freire

À minha família.

## **AGRADECIMENTOS**

Considerando esta dissertação como resultado de uma caminhada que não começou na UFES, agradecer pode não ser tarefa fácil, nem justa. Para não correr o risco da injustiça, agradeço de antemão a todos que de alguma forma passaram pela minha vida e contribuíram para a construção de quem sou hoje.

Agradeço a Deus pelas oportunidades que me foram dadas, principalmente por me conceder vida e coragem para enfrentar os desafios da vida.

Não posso deixar de agradecer aos meus pais Ana e Carlos Fernando, sem os quais não estaria aqui, e por terem me fornecido condições para me tornar a profissional e pessoa que sou.

A todos os meus amigos que estiveram sempre comigo durante toda a caminhada, e principalmente por todos aqueles que torceram para que eu chegasse até aqui.

Em particular, ao meu orientador, Prof. Rogério, pela paciência e boa vontade mostradas nos momentos em que sua ajuda foi necessária.

## RESUMO

A operação eficiente de sistemas de produção e transporte de petróleo e gás abrange escoamentos multifásicos, sendo um problema de fundamental importância. A medição de gás com presença de umidade vem tomando destaque nesse segmento onde os medidores deprimogênios são amplamente utilizados, sendo o cone invertido considerado superior, quando comparado a elementos da mesma tecnologia. Na busca pela melhoria dos processos de medição em condições operacionais adversas (gás úmido) este estudo visa avaliar o potencial do cone invertido através de simulações numéricas.

Foram avaliadas três geometrias diferentes, conforme seus respectivos valores de beta 0,55, 0,64 e 0,75. As simulações foram conduzidas em pressões de 15, 40 e 60 Bar, com velocidades superficiais de gás de 5 m/s, 7,5 m/s, 10 m/s, 12,5m/s, 15 m/s, 20 m/s, 30m/s, 40 m/s e 48 m/s.

O entendimento e a predição dos fenômenos do escoamento estudado foram feitos por análise de técnicas de Fluidodinâmica Computacional, sendo possível validar o estudo com dados experimentais disponíveis na bibliografia, analisar os fatores de influência (Parâmetro de Lockhart-Martinelli, razão de massa específica, velocidade superficial entre outras) e propor um coeficiente de descarga para condição bifásica.

## ABSTRACT

The efficient operation of production and transportation of oil and gas systems includes multiphase flow being a problem of fundamental importance. The measurement of wet gas is taking major highlight in this segment where differential pressure flow meters are widely used being the inverted cone considered superior compared to elements of the same technology. In the quest for improved measurement processes in adverse operating conditions (wet gas) this study aims to evaluate the potential of the inverted cone through numerical simulations.

Three different geometries were evaluated according to their beta values 0.55, 0.64 and 0.75. The simulations were conducted at pressures of 15, 40 and 60 bar, with superficial velocities of 5 m / s gas, 7.5 m / s, 10 m / s, 12.5m / s, 15 m / s, 20 m / s, 30m / s, 40m / s and 48 m / s.

The understanding and prediction of flow phenomena studied were made by analysis of Computational Fluid Dynamics techniques, being able to validate the study with experimental data, analyze the influence factors (Lockhart-Martinelli parameter, ratio of density, surface speed and among other) and propose a discharge coefficient for two-phase condition.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Medidor cone invertido (McCrometer Inc [33]) .....	30
Figura 2 - Seção transversal escoamento - Razão beta .....	31
Figura 3 - Padrões de escoamento horizontal [23] .....	35
Figura 4 - Mapa de padrão de escoamento Shell.....	36
Figura 5 - Classificação para modelos multifásicos [29].....	46
Figura 6 - Geometria da simulação (ref. Singh [2]).....	55
Figura 7- Visualização da Malha .....	56
Figura 8 - Comparação de Cd simulado com correspondente valor experimental para Beta=0,64.....	57
Figura 9 - Comparação entre perfis de velocidades a 1D jusante do medidor simulado com correspondente valor experimental para Beta=0,64 .....	58
Figura 10 - Teste de Comprimento de saída – Região de grande recirculação .....	59
Figura 11 - Teste de Comprimento de saída – Região quase desenvolvida .....	59
Figura 12 - Teste de desenvolvimento – Gráfico $u^+$ vs $y^+$ .....	60
Figura 13 - Comparação dos valores previstos no CFX e experimentais do coeficiente de descarga para um medidor cone com $\beta = 0,64$ de Singh [24]. .....	63
Figura 14 - Comparação dos valores previstos no Fluent e experimentais do coeficiente de descarga para um medidor cone com $\beta = 0,64$ . .....	64
Figura 15 - Comparação dos valores previstos no Fluent e experimentais do coeficiente de descarga para um medidor cone com $\beta = 0,77$ . .....	65

Figura 16 - Comparação dos valores previstos no Fluent (sem condições específicas) e experimentais do coeficiente de descarga para um medidor cone com $\beta = 0,64$ ...	66
Figura 17 - Comparação entre coeficientes de descarga .....	67
Figura 18 – Geometrias com acessórios a montante do medidor .....	69
Figura 19 – Variação do coeficiente de descarga com o número de Reynolds para único cotovelo de 90° para um medidor de vazão cone invertido com $\beta=64$ .....	71
Figura 20 - Variação do coeficiente de descarga com o número de Reynolds para uma curva de 90° para um medidor de vazão cone invertido com $\beta=64$ a 2D. ....	71
Figura 21 - Efeito da presença de acessórios no coeficiente de descarga para um medidor de vazão cone invertido com $\beta=64$ a 2D. ....	72
Figura 22 – Comparação entre os coeficientes de descarga calculados a partir do diferencial de pressão gerados por modelos diferentes .....	74
Figura 23 – OR% para velocidade de 7,5 m/s e 10 m/s para os diferentes modelos de turbulência.....	76
Figura 24 – OR% para pressão de 15 BAR e 40 BAR para os diferentes modelos de turbulência.....	76
Figura 25 – Comparação entre OR% experimental e simulada com diferentes modelos de turbulência.....	77
Figura 26 – Variação do Diferencial de Pressão do medidor pelo diâmetro da gota .	78
Figura 27 - Mapa de padrão de escoamento com simulações realizadas.....	79
Figura 28 - Visualização da Fração Volumétrica do Gás para tamanhos de gotas diferentes.....	80
Figura 29- Dispersão dos resultados para escoamento bifásico .....	81
Figura 30 – Influência da pressão .....	82
Figura 31 - Influência da velocidade – baixas velocidades.....	83

Figura 32 - Influência da velocidade – altas velocidades .....83

Figura 33 – Comparação entre dados experimentais de Steven [26] e as simulações  
.....86

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados da malha .....	55
Tabela 2 - Diferença Porcentual nos valores de velocidade a 1D a jusante do medidor .....	56
Tabela 3 - Comparação dos coeficientes de descarga de cone invertido encontrados na literatura .....	62
Tabela 4 - Condições específicas de Singh [2] não modeláveis com CFX.....	64
Tabela 5 – Comparação entre coeficientes de descarga para diferentes modelos de turbulência.....	68
Tabela 6 - Grade de simulações realizadas .....	70
Tabela 7 - Diferença porcentual da velocidade simulada com modelo monofásico e com modelo euleriano a 1D jusante do cone .....	74
Tabela 8 - Refinamento da malha para simulação euleriana contendo fração de líquido de 2% para velocidades a 10D do medidor .....	75
Tabela 9 - Variação da pressão estática (Pa) em função do diâmetro da gota (mm)	78
Tabela 10 - Parâmetros para as simulações numéricas desenvolvidas .....	80

## LISTA DE SÍMBOLOS

$C_d$  : Coeficiente de Descarga

$D_g$  : diâmetro da partícula

$g$  : Aceleração da gravidade

$r$  : raio do cone (m)

$R$  : raio da tubulação (m)

$Re$  : número de Reynolds

$U$  : velocidade média (m/s)

$\rho$  : massa específica (kg/m<sup>3</sup>)

$\alpha$  : fração volumétrica

$\mu$  : viscosidade

$f$  : fator de atrito

$t_l$  : tempo de relaxação da partícula

OR: over reading

X : Parâmetro de Lockhart-Martinelli

# SUMÁRIO

<b>AGRADECIMENTOS</b> .....	<b>VII</b>
<b>RESUMO</b> .....	<b>VIII</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>IX</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	<b>X</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	<b>XIII</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b> .....	<b>XIV</b>
<b>SUMÁRIO</b> .....	<b>XV</b>
<b>CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>19</b>
1.1      Objetivos.....	20
1.2      Motivação.....	20
1.3      Estado da arte.....	21
1.4      Metodologia.....	26
1.5      Estrutura da dissertação.....	27
<b>CAPÍTULO 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>28</b>
2.1      Medidor tipo cone invertido.....	29
2.2      Princípio de Funcionamento.....	30
2.3      Definição de Gás Úmido.....	34
2.4      Medição de Vazão de Gás Úmido no Cone Invertido.....	37
2.5      Análise Dimensional.....	38
2.6      Parâmetros adimensionais relevantes.....	41
2.6.1    Número de Reynolds.....	41
2.6.2    Velocidade superficial.....	42
2.6.3    Parâmetro de Lockhart-Martinelli.....	42

2.6.4	Número de Froude.....	43
2.6.5	Razão de massa específica gás-líquido.....	43
<b>CAPÍTULO 3 FORMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....</b>		<b>44</b>
3.1	Dinâmica dos Fluidos Computacional.....	44
3.2	<i>Fluent</i> e <i>CFX</i> .....	45
3.3	Classificação de modelos para escoamentos multifásicos .....	45
3.4	Abordagem Euleriana - Euleriana .....	47
3.4.1	Modelo Matemático.....	48
3.4.2	Modelos de Turbulência.....	52
<b>CAPÍTULO 4 RESULTADOS .....</b>		<b>54</b>
4.1	Resultados para escoamento monofásico .....	54
4.1.1	Estudo de convergência da malha.....	54
4.1.2	Análise do coeficiente de descarga.....	60
4.1.3	Modelo de turbulência.....	68
4.1.4	Análise da influência de acessórios .....	68
4.2	Resultados para escoamento de gás úmido .....	73
4.2.1	Estudo da convergência da malha.....	73
4.2.2	Modelo de turbulência.....	75
4.2.3	Análise da perda de carga em função do diâmetro da gota de líquido .....	77
4.2.4	Outros Parâmetros de Influência .....	80
<b>CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES.....</b>		<b>87</b>
<b>CAPÍTULO 6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>		<b>89</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>		<b>90</b>

## **CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO**

Nas companhias de petróleo, os sistemas de medição de vazão são a base do faturamento, do controle contábil e operacional, da segurança industrial e do meio ambiente. Há 40 anos, gerenciava-se toda a movimentação de produtos com medições de nível de tanque, mas atualmente, com as exigências de logística, exatidão e confiabilidade impostas pelo mercado globalizado, os sistemas de medição dinâmicos se tornaram indispensáveis [1].

Nos últimos anos, além do interesse direto das empresas de petróleo na utilização e melhoria contínua dos sistemas de medição de vazão, os órgãos reguladores (Agência Nacional do Petróleo - ANP e o Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial - INMETRO) têm sido mais rigorosos nas regulamentações aplicáveis às medições de vazão, em especial no caso de medição de transferência de custódia e fiscal.

A indústria do petróleo tem investido na aquisição e modernização de sistemas de medição de vazão a um custo significativo e a necessidade de atualização é constante. Novas tecnologias são disponibilizadas, e a aquisição de instrumentos com tecnologia de ponta está associada a um conhecimento novo.

Nesse cenário diversas tecnologias vêm sendo desenvolvidas para inserção no processo produtivo, esse é o caso do medidor tipo cone invertido.

O medidor cone invertido é um medidor de vazão de gás ou líquido, cujo elemento primário gera uma pressão diferencial [1],[2],[3]. Devido às condições adversas encontradas na medição dos volumes de gás, será estudada e avaliada a utilização do medidor cone invertido para a medição de vazão do gás natural com presença de líquido.

## 1.1 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo investigar e avaliar o desempenho de aplicação do medidor cone invertido para medições de vazão de gás úmido através da Fluidodinâmica Computacional. Dentro do objetivo geral, foram definidas algumas metas:

- Demonstrar o estado da arte do medidor cone invertido na medição de vazão de gás úmido;
- Apresentar a análise do medidor cone invertido por simulação numérica;
- Definir e validar um método para a simulação dos medidores cone invertido, incluindo as malhas e as modelagens de escoamento;
- Analisar a influência de acessórios na medição de vazão de gás no medidor cone invertido em condições de escoamento monofásico;
- Identificar as principais variáveis que influenciam a medição de vazão de gás em simulações realizadas com o medidor cone invertido, sob condições de gás úmido;
- Avaliar as variáveis que influenciam a medição de vazão de gás úmido;
- Aplicar e avaliar a efetividade das correlações existentes para ajuste das vazões simuladas;

## 1.2 Motivação

A medição de volumes é essencial durante todo o ciclo de produção no setor de petróleo e gás natural, desde a avaliação do potencial dos reservatórios produtores, até a entrega dos produtos refinados ao cliente final.

Durante a fase de produção, o gás natural não se encontra especificado para a comercialização e geralmente contém frações de água e/ou condensado, somando a

isto o fato de que grande parte das normas de medição de vazão considera o gás natural seco [4].

Por outro lado, pesquisas sobre escoamentos multifásicos de gás-líquido com uma alta fração do volume de gás vêm tomando grande importância. Diversas propostas de métodos de medição nessas condições são investigadas e os resultados experimentais mostram que é eficiente utilizar um medidor cone invertido em escoamento gás-líquido [5].

A investigação sobre a resposta dos medidores cone invertido com gás úmido mostra que através de correlações é possível estimar a vazão de forma aceitável [3].

O presente trabalho contribui para um melhor entendimento e melhoria do processo de medição de vazão em condições adversas (gás úmido). Primeiramente por uma análise dos estudos existentes para contextualização. Em segundo lugar, através da análise dos resultados das simulações numéricas. É neste contexto que surge a principal motivação para a realização deste trabalho que busca o estudo dos diversos aspectos da modelagem matemática e simulação numérica deste tipo de escoamento.

### 1.3 Estado da arte

Nesta primeira seção foi realizada uma pesquisa bibliográfica nas áreas de medição e modelagem de medidores de escoamentos multifásicos por pressão diferencial bem como a contextualização do atual estado da arte. Para a partir disso gerar uma base de conhecimentos que seria de extrema importância na elaboração de um modelo específico para o caso a ser desenvolvido ao longo desse texto.

Os escoamentos bifásicos gás-líquido, em particular escoamentos de gás-úmido, objeto desta investigação, são muito comuns em processos industriais e amplamente encontrados na indústria de petróleo.

Exemplos típicos podem ser encontrados nas refinarias de petróleo em processos como o de destilação atmosférica e a vácuo. Aliando isto ao fato de que o petróleo

ocorre em sua maioria associado a gás nos reservatórios, também leva à ocorrência de escoamentos bifásicos gás-líquido tanto na fase de avaliação como de produção.

Com isso o escoamento de gás a ser medido apresenta nas diversas fases de produção e refino, uma parcela de líquido associado.

Uma das primeiras propostas de correlacionar dados empíricos para escoamentos gás-líquido em tubos utilizando medidores deprimogênicos foi através do trabalho de Martinelli em 1944 apud [6]. Naquele trabalho foram utilizados dados obtidos em 1941 pelos pesquisadores Benjamin e Miller e o medidor utilizado foi do tipo placa de orifício.

A partir desse, outros trabalhos, como sua própria atualização com Lockhart em 1949 [6] e os trabalhos de Chisholm [7] e Murdock [8], buscaram prever a queda de pressão por atrito viscoso por unidade de comprimento nesse tipo de escoamento.

Nos escoamentos bifásicos gás-líquido, ocorre uma particularidade quando estão presentes altas frações de gás, que passa a ser denominado “gás úmido”, objeto deste estudo. Porém não existe uma definição única dos conceitos utilizados para classificação de gás úmido, havendo diversas convenções para sua definição [3], [4], [9], [10]. Essa inconsistência quanto a classificação de gás úmido é discutida por Steven em 2007 [11].

A ISO (ISO: DIS 14532 / ISO TC 193 Gás Natural) [12] define gás úmido como um gás contendo água livre, vapor de água e / ou hidrocarbonetos líquidos não especificando um limite da fase líquida.

Algumas definições se baseiam na Fração Volumétrica do Gás, mas há uma tendência em usar um parâmetro chamado de “*Lockhart-Martinelli*” para caracterizar esse fluido, o que será discutido mais à frente.

Utilizando a referência do parâmetro de Lockhart-Martinelli se estabelece um limite de 0,35 para este parâmetro. O API “*Multi-phase report nº 2566*” [13] já define desta maneira, a ASME conforme o “*Wet gas technical report*” [14], tende a concordar com o API.

A abordagem deste trabalho adota a referência de Lockhart-Martinelli, uma vez que tal caracterização é bem aceita na comunidade científica [3], [15].

Atualmente, existem medidores capazes de medir as vazões de gás natural e líquido (condensado e água) presentes em um escoamento multifásico. Mas, em sua maioria, esses medidores são bastante complexos, envolvendo um conjunto de instrumentos e modelos computacionais de vazão avançados além de terem alto custo o que inviabiliza sua utilização [4]. Por isso, geralmente em condições de gás úmido, utilizam-se medidores deprimogênicos para a medição de vazão.

Em diversas pesquisas, todos os medidores deprimogênicos apresentam as mesmas tendências de sobrestimar o diferencial de pressão em escoamento de gás úmido [3], [6], [7], [8].

Em 1962, Murdock [8] propôs um fator de correção para o parâmetro de Lockhart-Martinelli, onde considerava as fases escoando separadamente, sendo possível calcular a vazão mássica total utilizando uma constante empírica e assumindo que a fração volumétrica da mistura era conhecida. Com isso, foi possível afirmar que o medidor tipo placa de orifício apresentava uma sobreleitura do diferencial de pressão dependente do parâmetro de Lockhart-Martinelli.

Por sua vez, Chisholm [7] desenvolveu um estudo do escoamento bifásico considerando as fases separadas através da placa de orifício, onde constata que o medidor de placa de orifício apresenta uma sobreleitura dependente do parâmetro de Lockhart-Martinelli, bem como da densidade das fases.

Grande parte das pesquisas até 1977 foram realizadas pela indústria de energia mais focado no escoamento de vapor úmido, embora houvesse conjuntos de dados de escoamento de gás úmido desenvolvidas por Murdock e Chisholm. Depois de 1977 o interesse em medição de vazão de gás úmido diminuiu, mas no final de 1980 a indústria de petróleo e gás o interesse nessa pesquisa voltou a se desenvolver em função da evolução do mercado e dos desafios tecnológicos de avaliação e desempenho da produção.

Em geral, porém, os novos pesquisadores assumiram que a placa de orifício poderia não apresentar bons resultados, uma vez que essa tecnologia age como uma barreira

para o líquido, causando retenções e instabilidade excessiva nas leituras do processo de medição. Embora as pesquisas iniciais, como as de Murdock e Chisholm, não relatem estes problemas, a partir desse ponto os esforços em pesquisas se concentraram na aplicação dos medidores deprimogênios do tipo Venturi e tipo Cone.

Mais recentemente, Leeuw [16] afirma que um medidor tipo Venturi apresenta uma sobreleitura em escoamentos de gás úmido dependente do parâmetro de Lockhart-Martinelli, razão entre a densidade do gás e do líquido (*Density Ratio - DR*) e do Número de Froude do gás. Outra importante observação é a dependência que a sobreleitura tem pelo tipo de padrão de escoamento na entrada do medidor Venturi. Quando o número de Froude do gás é relativamente baixo, o padrão de escoamento se define como estratificado, sendo o medidor Venturi insensível a esse parâmetro. No entanto, com a elevação do Número de Froude do gás e o início da transição do padrão de escoamento para névoa, a sobreleitura começa a aumentar.

Em 2006, Steven et al [17] realizou um estudo sobre a resposta dos medidores tipo Cone em escoamentos de gás úmido, detalhando a influência do padrão de escoamento deste tipo de gás, uma vez notada a influência significativa das propriedades do líquido sobre os padrões de escoamento de gás úmido. A partir do conjunto de dados levantados, foi desenvolvida uma correlação que elevou o nível de confiança das medições para 95%.

Stewart et al [18][19] mostrou que o medidor Venturi apresenta influência não só dos parâmetros já discutidos até aqui, mas também há influência relativa à razão Beta.

Reader-Harris et al [20],[21] e Steven et al [17],[22] mostraram que as propriedades de líquidos podem, sob algumas condições de escoamento, apresentar um efeito sobre a resposta do medidor deprimogênio no fluxo de gás úmido.

De Leeuw [16] também afirma que o padrão de escoamento afeta a medição de gás úmido no medidor Venturi. É interessante notar aqui que Taitel e Dukler [23] investigaram os padrões de fluxo horizontal e afirmam que tanto o diâmetro do tubo quanto as propriedades líquidas influenciam o padrão de escoamento. Constatando que os resultados de Reader- Harris et al [20],[21] e Steven et al [17][22] são diretamente ligados ao padrão de escoamento.

Singh et al. [24] investigaram os coeficientes de descarga do medidor cone invertido. Propuseram que, para números de Reynolds entre 1250 e 254.000 que o coeficiente médio de descarga para os valores beta de 0,64 e 0,77 foram 0,7256 e 0,7310, respectivamente.

Tan et al. [25] determinou o coeficiente de descarga em escoamento de duas fases, utilizando um medidor cone invertido. O estudo constatou que os números de Reynolds de 25.000 a 85.000 tinham um coeficiente de descarga de 0,8-0,85, respectivamente, com um valor médio de 0,83.

Steven em 2004 [26] mostrou que os erros nas leituras de vazão de gás do cone invertido podem ser dependentes do parâmetro de Lockhart-Martinelli, da pressão de operação e do número de Froude, propondo uma correlação com base em dados experimentais para um medidor tipo cone invertido com  $Beta=0,55$  e um com  $Beta=0,75$ .

Com relação a trabalhos que utilizam técnicas CFD para análise da medição de vazão com medidor cone invertido e análise de escoamentos bifásicos, são apresentados alguns a seguir.

Sing et al em 2009 e 2010 [2],[27] apresentaram trabalho utilizando técnicas de CFD para análise do medidor cone invertido investigando parâmetros de construção do medidor como também efeito deste em escoamento com a presença de acessórios. Os resultados mostraram efeitos marginais dos acessórios de linha em escoamentos com presença de curvas à montante do medidor. Quanto aos parâmetros de construção, foi verificado um aumento no valor do coeficiente de descarga quando havia significativa redução na área de superfície do cone invertido.

Hollingshead et al [28], investigaram numericamente a performance do cone invertido e de outros medidores deprimogênicos a baixos valores do número de Reynolds, comparando com dados experimentais.

Mouza et al. [29] apresentam um estudo utilizando técnicas de CFD para obter detalhes de um escoamento gás-líquido ondulado (*wavy*) em duas geometrias (tubulação e canal) e os resultados apresentam uma boa concordância com os valores obtidos experimentalmente.

Paladino e Maliska [30] apresentam um estudo de um escoamento multifásico em medidores de vazão do tipo pressão diferencial, como medidores Venturi. Os resultados desses modelos são comparados com dados experimentais da literatura, mas os valores ficaram distantes dos dados experimentais exigindo melhorias no modelo.

Paladino [31] apresentou um trabalho teórico e experimental de escoamentos multifásicos dispersos para medidores de vazão baseados em pressão diferencial. Mostrando como contribuição a implementação, calibração e validação de um modelo numérico de escoamentos multifásicos no interior de dutos.

Denghui e Bofeng [32] realizaram simulações numéricas sobre escoamento de gás úmido em medidores Venturi. Para análise da sobreleitura que o gás úmido gera no medidor e verificando os parâmetros de influência. Para o estudo foi utilizado software comercial Fluent [35], sendo testados cinco modelos diferentes de turbulência. Verificou-se que o modelo padrão k- $\epsilon$  apresentou em melhor concordância com os dados experimentais. A partir das simulações foi discutido o impacto da fração de líquido sobre o campo de velocidade e os perfis de pressão.

#### 1.4 Metodologia

A metodologia adotada consistiu na reprodução via simulações numéricas de medição de vazão de gás úmido, confrontando os resultados previstos com os medidos por instrumentação de campo obtidos a partir de referências bibliográficas. Procedendo assim, foram ajustados os parâmetros e a partir desses valores, realizar análise crítica sobre as condições operacionais e de instalação dos medidores e a integridade dos sistemas de medição.

## 1.5 Estrutura da dissertação

Este trabalho está estruturado da seguinte maneira:

- Capítulo 1 aborda uma introdução sobre o tema, o estado da arte de medição de vazão de gás natural com presença de líquido, assim como a motivação, os objetivos a serem alcançados e a forma como este trabalho foi desenvolvido.
- Capítulo 2 apresenta a definição de conceitos importantes, onde se faz uma caracterização do problema de medição de vazão de gás com presença de líquido e também descreve detalhadamente o funcionamento do medidor tipo cone invertido.
- Capítulo 3 discorre sobre Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), envolvendo as etapas de solução e os tipos de malhas computacionais. Neste capítulo descreve-se a formulação do modelo utilizado no presente trabalho.
- Capítulo 4 apresenta os resultados obtidos na simulação numérica, como também os estudos realizados para validação da malha computacional e a comparação e validação qualitativa de um caso de estudo com resultados experimentais, além da discussão desses resultados e a avaliação das incertezas associadas.
- Capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho.
- Capítulo 6 traz as sugestões para trabalhos futuros.

## CAPÍTULO 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os escoamentos multifásicos estão presentes em diversas situações do segmento de Exploração e Produção de Petróleo e Gás Natural. Podem ocorrer por ser característica do próprio escoamento, como na extração, ou ainda, consequência dos projetos da planta de processamento.

Geralmente o gás é produzido juntamente com frações de petróleo e água ou, se o reservatório for somente de gás, ao ser levada para a superfície, a mistura de gases é submetida a processos, como queda de pressão, onde os componentes mais pesados são separados formando uma mistura de fases.

A viabilidade econômica no desenvolvimento de campos marginais de petróleo e gás com medição direta do gás úmido e o melhor gerenciamento de poços são fatores que motivam o desenvolvimento de pesquisas sobre a medição de gás úmido.

A medição de gás úmido se tornou um grande desafio devido ao desvio significativo ocorrido nas medições preparadas para condição de gás seco. As altas frações de gás somadas às baixas frações de líquido acarretam num erro na medida de vazão quando é realizada sem a correção necessária.

O medidor comumente utilizado para escoamentos em condições de gás úmido é da tecnologia deprimogênia, que através da queda de pressão gerada por uma obstrução infere a vazão. Nesses medidores, a presença do líquido no escoamento de gás gera uma sobreleitura, esses valores possuem alta repetitividade, sendo possível estimar o percentual de erro positivo e corrigi-lo.

As correlações visam corrigir as medições realizadas considerando o diferencial de pressão gerado para gás seco. A maioria das correlações investigadas foram desenvolvidas para a placa de orifício e o venturi [7], [8], [16].

As limitações de espaço físico na indústria obrigam a instalação de medidores de vazão em condições adversas e sujeitas a efeitos de instalação. Além de que a presença de líquido nos medidores afeta seu desempenho podendo ocasionar bloqueios, entre outros.

Alguns medidores de vazão deprimogênios são sensíveis à instalação, tornando necessária, por exemplo, a presença de trechos retos mínimos a montante para garantir um bom desempenho.

Há cerca de três décadas foi desenvolvido o cone invertido pela McCrometer [33]. Um medidor de tecnologia deprimogênia, com a premissa que poderia ser utilizado nas mais diversas aplicações, sempre buscando sanar obstáculos que os demais medidores da mesma tecnologia apresentavam. Entre as vantagens deste medidor pode-se destacar a grande precisão, dispensa longos trechos retos, seus sinais de pressão são mais estáveis e também são menos sensíveis a influência do padrão de escoamento bifásico, sendo considerado promissor na medição de gás úmido [3], [25].

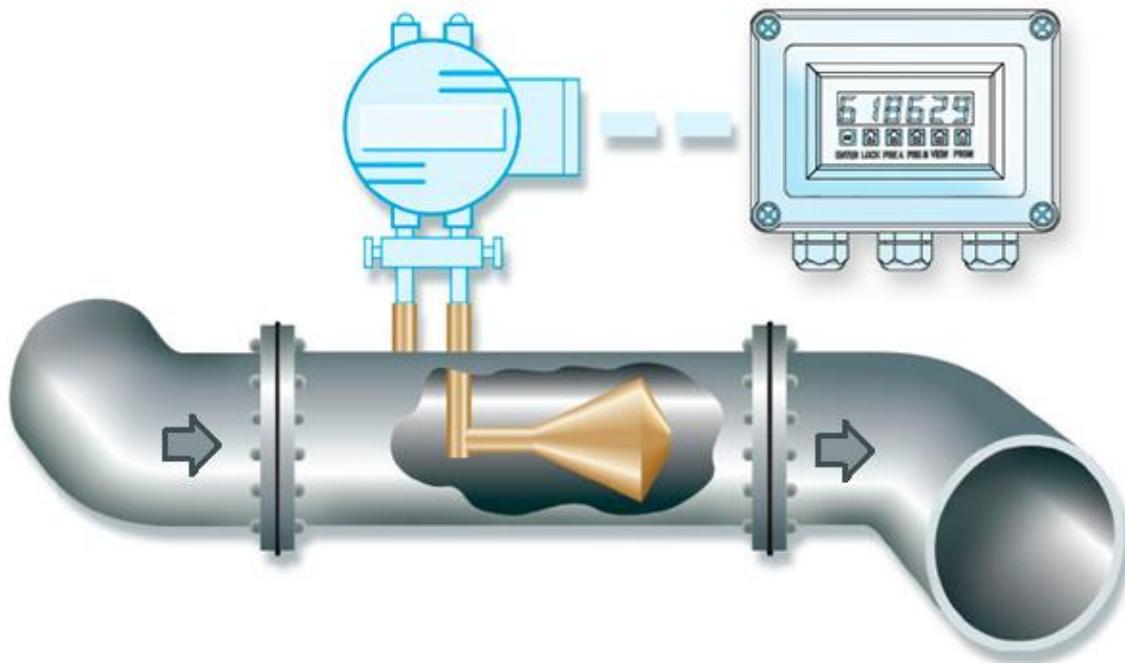
Mas pouco ainda se conhece sobre este medidor, quanto à sua estrutura, tomadas de pressão, angulação do cone, coeficiente de descarga, entre outros que ainda não são tabelados. Mas recentemente a ISO 5167 (Parte 5) [12] incorporou as recomendações de normatização.

Uma das correlações desenvolvidas para correção da sobreleitura em escoamentos de gás úmido para o medidor cone invertido é a de Peters e Steven [26].

## 2.1 Medidor tipo cone invertido

O medidor cone invertido é um medidor do tipo pressão diferencial. Foi desenvolvido e inserido no mercado na década de 1980 pela empresa McCrometer. Apresenta o mesmo princípio físico dos outros deprimogênios baseando-se na relação entre a queda de pressão e a vazão.

No centro da tubulação uma restrição ao fluxo é gerada pela presença de um cone que interage com o escoamento, criando, imediatamente a sua jusante, uma região de baixa pressão, sendo o diferencial de pressão a pressão estática a montante e a baixa pressão criada à jusante. O diferencial é então considerado na equação de Bernoulli, podendo-se assim determinar a vazão do fluido. A Figura 1 ilustra o medidor.



**Figura 1 - Medidor cone invertido (McCrometer Inc [33])**

## 2.2 Princípio de Funcionamento

Sua teoria de medição de vazão se baseia em leis físicas consistentes e conhecidas. A equação da continuidade, a equação de Momentum e a equação da conservação de energia que toma a forma de Bernoulli são aplicadas para um tubo fechado com vazão constante mostrando que a pressão é inversamente proporcional ao quadrado da velocidade do fluido no tubo.

Assim como os demais medidores deprimogênicos o medidor cone invertido obstrui parcialmente a seção transversal da tubulação através de um cone com ápice voltado para o escoamento provocando o diferencial de pressão.

Sua geometria faz com que as regiões de altas velocidades (centro da tubulação) interajam com as de baixa velocidade tendendo a uniformizar o escoamento, também não obstrui de forma abrupta o que minimiza desgastes.

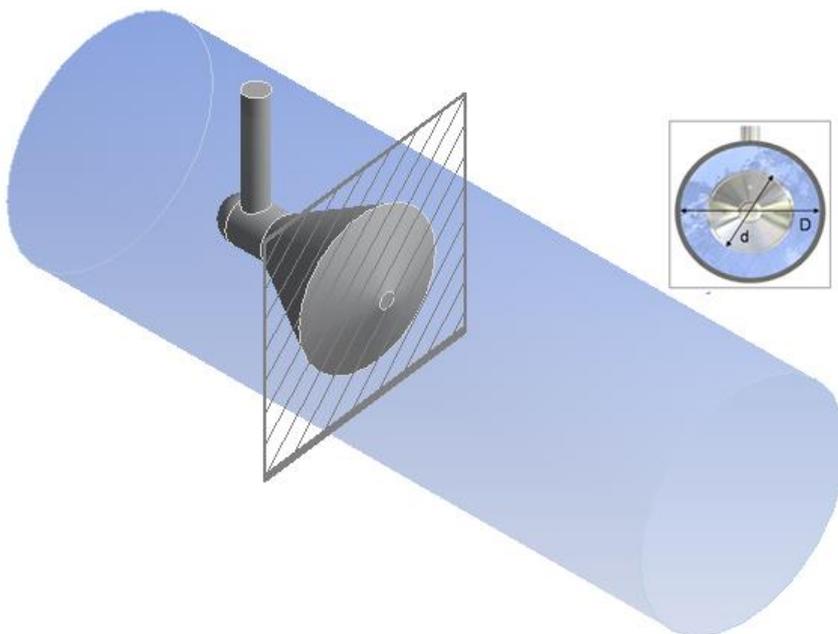
O medidor ainda apresenta um cone menor a sua parte jusante que auxilia na recuperação da pressão e minimização dos ruídos acarretando na estabilização da leitura de pressão.

Assumindo que a energia total do escoamento é constante, ao passar pelo medidor a energia da pressão se converte em energia cinética aumentando a velocidade do fluido. À medida que aumenta a velocidade a pressão diminui acarretando num diferencial maior.

Na Figura 1 visualiza-se o cone na parte jusante do medidor, e a respectiva tomada de pressão.

Existe a dependência da medição quanto ao estreitamento da seção transversal uma vez que, quanto maior esta for para uma mesma vazão, maior será o diferencial de pressão. Esse estreitamento é caracterizado pela razão Beta do medidor, que relaciona a área de passagem com a área total da seção transversal da tubulação.

A razão Beta é definida pela equação 1, conforme observado na Figura 2.



**Figura 2 - Seção transversal escoamento - Razão beta**

$$\beta = \sqrt{1 - \frac{d^2}{D^2}} \quad (1)$$

Onde  $d$  é o diâmetro do cone no ponto de maior diâmetro e  $D$  é o diâmetro da seção transversal. Esse valor representa a relação entre o diâmetro equivalente do espaço anular e o diâmetro da linha. Pela equação 1 tem-se que, quanto maior for a restrição, menor o valor de Beta.

A equação 2 representa o cálculo da vazão mássica [12], considerando a equação de Bernoulli e todas suas hipóteses.

$$\dot{m} = \frac{Cd}{\sqrt{1 - \beta^4}} Y \frac{\pi}{4} (D\beta)^2 \sqrt{2 \Delta P \rho} \quad (2)$$

A vazão volumétrica corresponde a razão entre a vazão mássica pela massa específica  $\rho$ , conforme equação 3.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3)$$

Onde:

$\dot{m}$  – Vazão mássica do fluido (Kg/s);

$Cd$  – coeficiente de descarga;

$\beta$  – Beta (razão entre área da seção transversal plena e a seção transversal da obstrução);

$Y$  – Fator de expansão do gás;

$Q$  – Vazão volumétrica do fluido (m<sup>3</sup>/s);

$\rho$  – massa específica do fluido (kg/m<sup>3</sup>);

$\Delta P$  – diferencial de pressão gerado no cone invertido (Pa).

O coeficiente de descarga -  $C_d$  é a razão entre a vazão real e a vazão teórica, obtida pela equação 1, sendo definido pela equação 4.

$$C_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teórica}} \quad (4)$$

O fator de correção compensa os efeitos de viscosidade dos fluidos e da não idealidade do escoamento (há perdas de energia e vórtices, por exemplo), corrigindo o uso prático da equação de Bernoulli.

Para o medidor tipo cone invertido o valor do coeficiente  $C_d$  é determinado empiricamente, carecendo de dados levantados em laboratório para cada medidor especificamente, não havendo um valor normatizado (como há para placa de orifício, p ex.). Portanto, deve ser realizada sua calibração a fim de conhecer o coeficiente dentro da faixa de Reynolds que o medidor irá trabalhar, podendo ser um valor único ou uma função do número de Reynolds.

O Fator de Expansão do Gás ( $Y$ ) que também compõe a equação, é utilizado para correção dos efeitos da compressibilidade dos gases (variação da massa específica com a variação da pressão de operação). Sendo definido pela equação 5 [12].

$$Y = 1 - (0,649 + 0,696\beta^4) \frac{\Delta P}{kP} \quad (5)$$

Onde  $k$  é o coeficiente isentrópico do gás e  $P$  é a pressão estática absoluta do fluido. Considera-se que a expansão do gás é isentrópica, ou seja, o processo ocorre adiabaticamente e sem irreversibilidades.

### 2.3 Definição de Gás Úmido

O gás seco é caracterizado pela ausência de líquido (condensação), na temperatura e pressão do ponto de medição. Por outro lado, o gás úmido corresponde ao gás natural ainda não processado ou parcialmente processado, contendo componentes líquidos desejáveis ou indesejáveis, tais como água livre e hidrocarbonetos. Como no segmento de Exploração e Produção (E&P) os fluidos geralmente não estão totalmente estabilizados, variações de pressão e temperatura podem causar mudanças de fase, levando o fluido de uma condição monofásica para uma condição multifásica. O gás seco existente em um reservatório de gás natural, por exemplo, pode gerar condensado ao sofrer redução de pressão e temperatura durante o processo de produção, tornando-se um gás úmido (com componentes líquidos em excesso aos componentes saturados na fase gás).

O escoamento de gás úmido pode ainda ser considerado como um subconjunto do escoamento multifásico em geral, para os casos de elevadas frações volumétricas de gás.

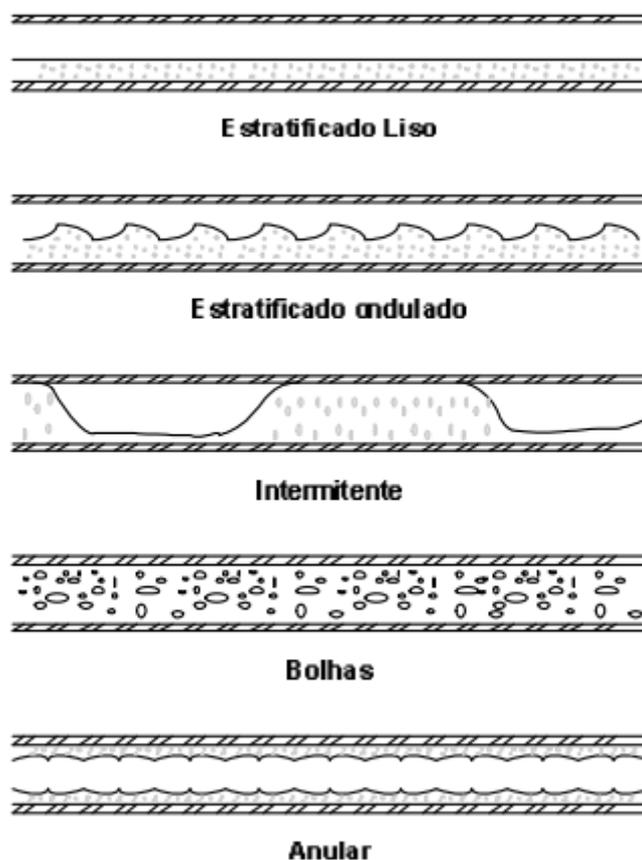
Em escoamentos de gás úmido questões relativas ao escoamento e medição são complexas, pois a variação das propriedades dos fluidos devem ser consideradas e porque as diferenças dos padrões de escoamento dependem das condições de operação e arranjo da tubulação (tubo na horizontal, vertical, presença de acidentes de linha entre outros).

De acordo com Whalley [34] o padrão de escoamento depende:

- das vazões de líquido e de gás;
- das propriedades dos fluidos (massa específica, viscosidade e tensão superficial);
- das condições de operação (pressão, temperatura, gravidade, entre outras);
- das características geométricas do duto: forma, diâmetro e inclinação.

As características mencionadas provocam o aparecimento de topologias de escoamento denominadas “padrões de escoamento”. Vários tipos de padrões ocorrem

diferidos um do outro pela distribuição espacial da interface. As denominações destes padrões variam um pouco, dependendo do autor, porém os perfis indicados na Figura 3 são os mais usuais para escoamento em tubulação horizontal, objeto deste trabalho.

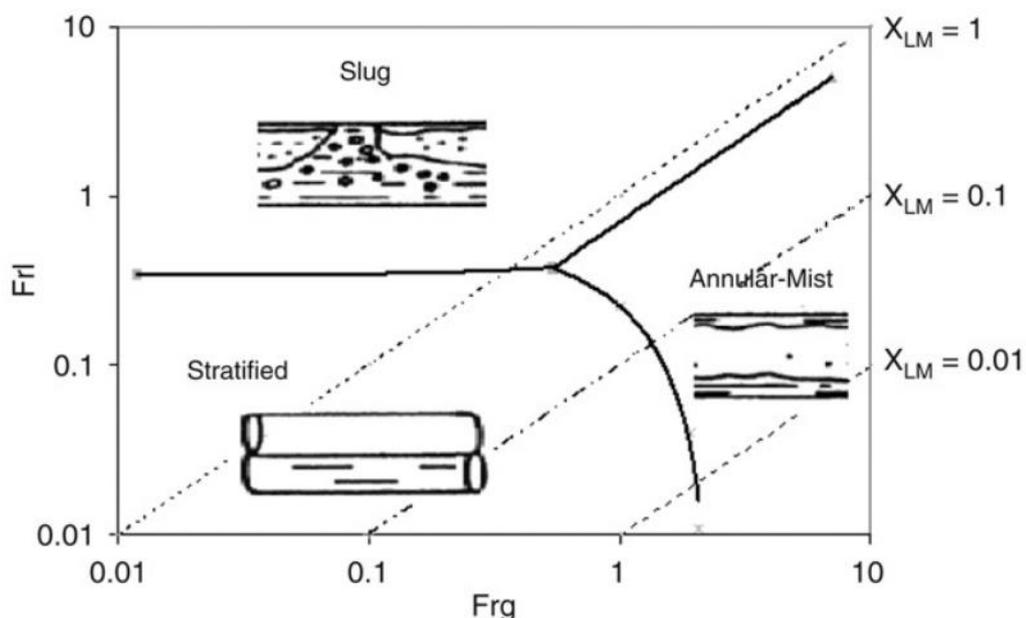


**Figura 3 - Padrões de escoamento horizontal [23]**

Os padrões de escoamento que podem ser encontrados num escoamento de gás úmido são: estratificado, golfadas ou intermitente e anular ou névoa.

O padrão de escoamento Anular é o que se verifica com maior frequência no escoamento de gás úmido, o gás viajando em alta velocidade tende a se concentrar ao centro do tubo e o líquido tende a escoar pela parede interna do tubo. Observando o tubo transversalmente temos um anel de líquido, que devido à gravidade, tem espessura maior na base. Observam-se bolhas dispersas no líquido e líquido atomizado na corrente gasosa. Com o aumento da vazão o filme líquido tende a diminuir de espessura e o gás carrear mais gotículas.

Neste ponto é interessante também destacar os mapas de padrão de escoamento que são gerados a partir de dados experimentais. Através destes mapas é possível determinar as fronteiras de transição entre os padrões de escoamento. Na Figura 4 podemos observar um mapa de padrão de escoamento da Shell.



**Figura 4 - Mapa de padrão de escoamento Shell**

Uma pergunta que se impõe seria em que ponto termina um padrão de escoamento multifásico propriamente dito e começa um escoamento de gás úmido. Alguns autores consideram gás úmido um escoamento multifásico com uma fração de líquido de até 5% em volume, outros chegam até 10% ( $GVF=90\%$ ). Uma tendência é utilizar como referência o parâmetro Lockhart-Martinelli que será discutido mais à frente, estabelecendo-se um limite de 0,35 para este parâmetro o que corresponde a um volume líquido de 7% e 12% para pressões de cerca de 4 Bar e 100 Bar, respectivamente.

Neste trabalho, será considerada a definição por Lockhart-Martinelli por apresentar grande aceitação na comunidade internacional [15].

## 2.4 Medição de Vazão de Gás Úmido no Cone Invertido

Conforme mencionado anteriormente, o escoamento de gás em medidores de pressão diferencial gera uma tendência de sobrestimar a pressão diferencial caso apenas fase gasosa escoasse.

O motivo desse aumento é devido as perdas de energia nas interfaces entre gás e líquido.

Há de se destacar também que a redução da área de escoamento de gás pela presença da fase líquida, o que causa um aumento na velocidade do gás e consequente aumento na pressão diferencial. Este efeito acarreta em uma perda adicional de energia, devido a aceleração do líquido ao passar pelo medidor.

Com isso, para o cálculo correto da vazão de gás, é necessário levar em conta as características construtivas do medidor e padrão de escoamento gerado, pois cada medidor reage de uma determinada maneira à presença do líquido.

A equação 6 descreve o cálculo da vazão em medidores deprimogênicos, na medição em escoamentos de gás.

$$\dot{m}_{gu} = \frac{Cd}{\sqrt{1 - \beta^4}} Y \frac{\pi}{4} (D\beta)^2 \sqrt{2 \Delta P_{gu} \rho} \quad (6)$$

Como o diferencial de pressão do gás úmido é maior do que aquele gerado em condições de gás seco a medição sempre apresentará um erro positivo.

O erro positivo (normalmente chamado de "*over reading* - OR"), induzido pela presença do líquido no escoamento de gás, é apresentado na equação 7. Geralmente é expressado na forma da raiz quadrada da relação entre a leitura  $\Delta P$ , a partir do escoamento de gás úmido ( $\Delta P_{gu}$ ), e o  $\Delta P$  considerando se somente a fase gasosa por si só fluindo através do medidor. É expressado também por erro porcentual conforme equação 8. Por exemplo, um excesso de leitura = 1,16 indica uma sobreleitura na vazão de gás de 16%.

$$OR = \sqrt{\frac{\Delta P_{gu}}{\Delta P_g}} \cong \frac{\dot{m}_{gu}}{\dot{m}_g} \quad (7)$$

$$OR\% = \left( \sqrt{\frac{\Delta P_{gu}}{\Delta P_g}} - 1 \right) * 100 \cong \left( \frac{\dot{m}_{gu}}{\dot{m}_g} - 1 \right) * 100 \quad (8)$$

Um fator de correção, é definido pela equação 9, capaz de relacionar a queda de pressão de gás úmido com a queda de pressão do gás seco, permitindo encontrar a vazão real, conforme equação 9.

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_{gu}}{FC} \quad (9)$$

Onde  $\dot{m}_g$  representa a vazão mássica de gás real,  $\dot{m}_{gu}$  e a vazão obtida pelo medidor de pressão diferencial e FC é o fator de correção.

A aplicação de um fator de correção se torna viável devido a boa repetitividade das leituras nos medidores cone invertido, o que minimiza o erro sistemático.

## 2.5 Análise Dimensional

Abaixo segue a análise dimensional para o escoamento de gás úmido num medidor cone invertido.

Como acontece nas investigações adimensionais, o primeiro passo é listar todos os possíveis parâmetros que podem afetar o sistema e indicar suas respectivas dimensões. Para as grandezas fundamentais convencionam-se que para a massa adota-se M, para comprimento L e tempo T.

$\Delta P$	Diferencial de pressão	$\frac{M}{L T^2}$
$\dot{m}_g$	Vazão mássica do gás	$\frac{M}{T}$
$\dot{m}_l$	Vazão mássica do líquido	$\frac{M}{T}$
$\rho_g$	Massa específica do gás	$\frac{M}{L^3}$
$\rho_l$	Massa específica do líquido	$\frac{M}{L^3}$
$\mu_g$	Viscosidade do gás	$\frac{M}{L T}$
$\mu_l$	Viscosidade do líquido	$\frac{M}{L T}$
$d$	Diâmetro do cone invertido	$L$
$D$	Diâmetro da tubulação	$L$
$g$	Gravidade	$\frac{M}{L T^2}$
$\Delta\rho$	Diferença entre massas específicas	$\frac{M}{L^3}$

Cada grandeza física foi obtida das grandezas fundamentais onde foram listados 11 parâmetros e 3 parâmetros primários. Assim o número de grupos independentes é “11-3= 8”.

Assim tem-se a seguinte função:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8) = 0 \quad (10)$$

Considerando 3 (três) parâmetros arbitrários dos 11 (onze) e definindo os grupos adimensionais:

$$\text{Grupo 1: } \pi_1 = \{(\rho_g)^a (\dot{m}_g)^b (D)^c\} (\Delta P) \quad (11)$$

$$\left\{ \left( \frac{M}{L^3} \right)^a \left( \frac{M}{T} \right)^b (L)^c \right\} \left( \frac{M}{L T^2} \right) = M^0 L^0 T^0$$

Igualando os expoentes:

$$M: a + b + 1 = 0, L: -3a + c - 1 = 0, T: -b - 2 = 0 \quad (12)$$

Onde a=1, b=-2, c=4 tem-se então:

$$\pi_1 = \left\{ (\rho_g)^1 (\dot{m}_g)^{-2} (D)^4 \right\} (\Delta P) = \frac{\rho_g D^4 \Delta P}{\dot{m}_g^2} \quad (13)$$

Realizando este procedimento para demais grupos, tem-se:

$$\pi_2 = \left\{ (\rho_g)^0 (\dot{m}_g)^{-1} (D)^0 \right\} (\dot{m}_l) = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_g} \quad (14)$$

$$\pi_3 = \left\{ (\rho_g)^0 (\dot{m}_g)^{-1} (D)^1 \right\} (\mu_g) = \frac{\mu_g D}{\dot{m}_g} = \frac{\mu_g}{\rho_g U_{sg} D} \quad (15)$$

$$\pi_4 = \left\{ (\rho_g)^0 (\dot{m}_g)^{-1} (D)^1 \right\} (\mu_l) = \frac{\mu_l D}{\dot{m}_g} = \frac{\mu_l}{\rho_g U_{sg} D} \quad (16)$$

$$\pi_5 = \left\{ (\rho_g)^{-1} (\dot{m}_g)^0 (D)^0 \right\} (\rho_l) = \frac{\rho_l}{\rho_g} \quad (17)$$

$$\pi_6 = \left\{ (\rho_g)^0 (\dot{m}_g)^0 (D)^{-1} \right\} (d) = \frac{d}{D} \quad (18)$$

$$\pi_7 = \left\{ (\rho_g)^2 (\dot{m}_g)^{-2} (D)^5 \right\} (g) = \frac{\rho_g^2 D^5 g}{\dot{m}_g^2} = \frac{g D}{U_{sg}^2} \quad (19)$$

$$\pi_8 = \left\{ (\rho_g)^{-1} (\dot{m}_g)^0 (D)^0 \right\} (\Delta \rho) = \frac{\Delta \rho}{\rho_g} \quad (20)$$

Assim a função fica:

$$f\left(\frac{\rho_g D^4 \Delta P}{\dot{m}_g^2}, \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_g}, \frac{\mu_g}{\rho_g U_{sg} D}, \frac{\mu_l}{\rho_g U_{sg} D}, \frac{\rho_l}{\rho_g}, \frac{d}{D}, \frac{gD}{U_{sg}^2}, \frac{\Delta \rho}{\rho_g}\right) = 0 \quad (21)$$

A partir dos grupos encontrados é feita análise sobre seus efeitos. Combinando os grupos adimensionais encontrados determina-se os grupos adimensionais que caracterizam o problema de medição de vazão com cone invertido em um escoamento de gás úmido.

## 2.6 Parâmetros adimensionais relevantes

Convém, neste ponto, definir alguns parâmetros adimensionais relacionados à mecânica dos fluidos e à medição de vazão de gás natural e relevantes no processo de medição de vazão por elementos deprimogênicos (considerando gás seco ou gás em escoamento com presença de líquido associado).

### 2.6.1 Número de Reynolds

O número de Reynolds,  $Re$ , é um parâmetro adimensional que representa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. A partir de sua definição e da análise adimensional anterior temos:

$$Re = \frac{\text{forças de inércia do gás}}{\text{forças viscosas do gás}} = \frac{1}{\pi_3} = \frac{\rho_g U_{sg} D}{\mu_g} \quad (22)$$

Onde  $U_{sg}$  é a velocidade superficial do gás,  $D$  é o diâmetro interno do tubo por onde escoar o fluido,  $\rho_g$  é a massa específica do gás e  $\mu_g$  é a viscosidade do fluido.

O parâmetro indica a relação das forças predominantes no escoamento: inércia ou efeitos viscosos. Para valores menores que 2000, o escoamento apresenta comportamento laminar e, para valores maiores que 4000, o escoamento será

turbulento. Entre esses dois valores, o escoamento é considerado como em transição. Tipicamente, em escoamento de gás natural, o regime é o turbulento.

### 2.6.2 Velocidade superficial

A velocidade superficial de uma fase em escoamento multifásico é definida como a velocidade que uma fase apresentaria se escoasse sozinha na tubulação. A velocidade superficial de gás é dada por:

$$U_{sg} = \frac{Q_g}{A} \quad (23)$$

Onde  $Q_g$  representa a vazão volumétrica de gás e  $A$  é a área total da seção da tubulação.

Caso haja líquido na corrente de gás, a velocidade de gás real será maior que a velocidade superficial, devido à redução de área da linha causada pela presença de líquido.

### 2.6.3 Parâmetro de Lockhart-Martinelli

O parâmetro de Lockhart-Martinelli ( $X$ ) é um número adimensional que indica a quantidade relativa de líquido existente em uma corrente de gás. A equação 24 apresenta a definição que será utilizada neste trabalho, em que o parâmetro representa a relação entre as forças de inércia superficial de líquido e inércia superficial de gás. A partir dessa definição e da análise adimensional tem-se:

$$X = \frac{\text{forças de inércia superficial de líquido}}{\text{forças de inércia superficial de gás}} = \pi_2 * \sqrt{\frac{1}{\pi_5}} = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_g} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (24)$$

#### 2.6.4 Número de Froude

Representa a relação entre as forças de inércia e as forças gravitacionais. Portanto, o número de Froude de gás ( $Fr_g$ ) denota a razão das forças de inércia do gás e as forças gravitacionais do líquido em um escoamento de gás e líquido, podendo ser utilizado para representar um parâmetro de velocidade de gás adimensional. É calculado de acordo com a equação 25:

$$Fr_g = \frac{\text{forças de inércia superficial do gás}}{\text{forças gravitacionais do líquido}} = \frac{1}{\sqrt{\pi_7 \pi_8}} = \frac{U_{sg}}{\sqrt{gD}} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g}} \quad (25)$$

#### 2.6.5 Razão de massa específica gás-líquido

É a relação entre as massas específicas do escoamento bifásico sendo a razão da massa específica do gás pela massa específica do líquido.

$$DR = \frac{\text{massa específica do gás}}{\text{massa específica do líquido}} = \frac{1}{\pi_5} = \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (26)$$

## CAPÍTULO 3 FORMULAÇÃO COMPUTACIONAL

O propósito desta seção é apresentar as abordagens utilizadas na formulação computacional através de sua modelagem matemática e apresentar os aspectos relacionados à Dinâmica dos Fluidos Computacional de escoamentos multifásicos. Será detalhada a caracterização do problema.

### 3.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional

A Dinâmica dos Fluidos Computacional ou *Computational Fluid Dynamics* – *CFD* é um conjunto de técnicas de simulação computacional usadas para prever os fenômenos físicos ou físico-químicos que ocorrem em um escoamento. Isso, através da solução das equações de conservação da massa, momentum e da energia, empregando métodos numéricos como o Método dos Volumes Finitos, Método das Diferenças Finitas, Método de Elementos Finitos.

Algumas etapas devem ser cumpridas para obter a solução de problemas em CFD. A primeira etapa é a definição do problema, onde se caracteriza a geometria (Bidimensional ou Tridimensional), a geração de malhas e as condições de contorno e iniciais. Uma vez definido o problema e o respectivo modelo matemático de equações, segue a solução numérica que será realizada pela ferramenta *Solver* [35] para os cálculos por técnicas de métodos numéricos. E por fim, a última etapa que consiste na análise e visualização dos resultados.

No presente trabalho foram utilizados os seguintes softwares comerciais: *Designer Modeler* [35] para criação da geometria, *Meshing* [35] para geração da malha e o *Fluent* [35] e *CFX* [35] para caracterizar o problema, para solução numérica e para visualização e análise dos resultados. Todos do pacote *Ansys* [35].

### 3.2 *Fluent e CFX*

*Fluent* e *CFX* são programas de Fluidodinâmica Computacional (CFD), usado para simular o escoamento de fluidos em uma variedade de aplicações e situações. Ambos são do pacote da *Ansys* [35].

Para realizar a simulação é necessária antes a elaboração da “geometria” do domínio matemático a ser analisado, bem como a geração da respectiva malha numérica. A “geometria” e malha devem ser feitas em um *software* que permita uma interface com os programas apresentados.

Assim, geometria e a malha foram geradas pelo *Designer Modeler* e *Meshing* respectivamente, que permitem interface tanto com *Fluent* como *CFX*.

Os programas são divididos em três interfaces, o pré-processamento (pre), o solver (solução) e o pós-processamento da solução (post). No pre são inseridas as condições de contorno, as condições iniciais, seleção de materiais, definições de modelos, bem como de parâmetros e propriedades dos fluidos. O solver é o responsável por realizar as soluções numéricas, por métodos computacionais, das equações de conservação da massa e de momentum, eventualmente acopladas a qualquer outra equação de conservação, como a equação da energia. Já o post é onde são apresentados os resultados.

### 3.3 Classificação de modelos para escoamentos multifásicos

Na literatura encontram-se diversas classificações para modelos de escoamentos multifásicos. Uma das mais utilizadas classifica os modelos em dois grandes grupos, modelo homogêneo com simulação das equações de forma local e instantânea de base em um campo de velocidade e outro o modelo heterogêneo que simula as equações médias com vários campos de velocidade.

No primeiro caso os balanços de massa, momentum e energia são solucionados com as mesmas técnicas empregadas em escoamentos monofásicos, assume-se que as

fases constituintes do escoamento estão bem misturadas e, portanto, possuem mesma velocidade.

No equacionamento cada fase possui uma velocidade característica podendo ser empregados dois tipos de referenciais: o Lagrangeano-Euleriano e o Euleriano-Euleriano. Estes tipos definem como são consideradas as fases dispersas em relação à fase contínua.

No tipo Euleriana-Lagrangeana, a fase contínua é tratada a partir de um referencial Euleriano e as partículas interagem com o fluido como se fossem forças pontuais. É resolvida uma equação da conservação da quantidade de movimento para cada partícula, em um sistema de referência que se desloca com a partícula (Lagrangeano). Esta abordagem restringe-se apenas a sistemas dispersos.

Já no tipo Euleriano-Euleriano, como será discutido em detalhes nas seções seguintes, tanto a fase contínua quanto a dispersa são consideradas como meios contínuos. Os métodos baseados nessa abordagem reduzem a complexidade computacional.

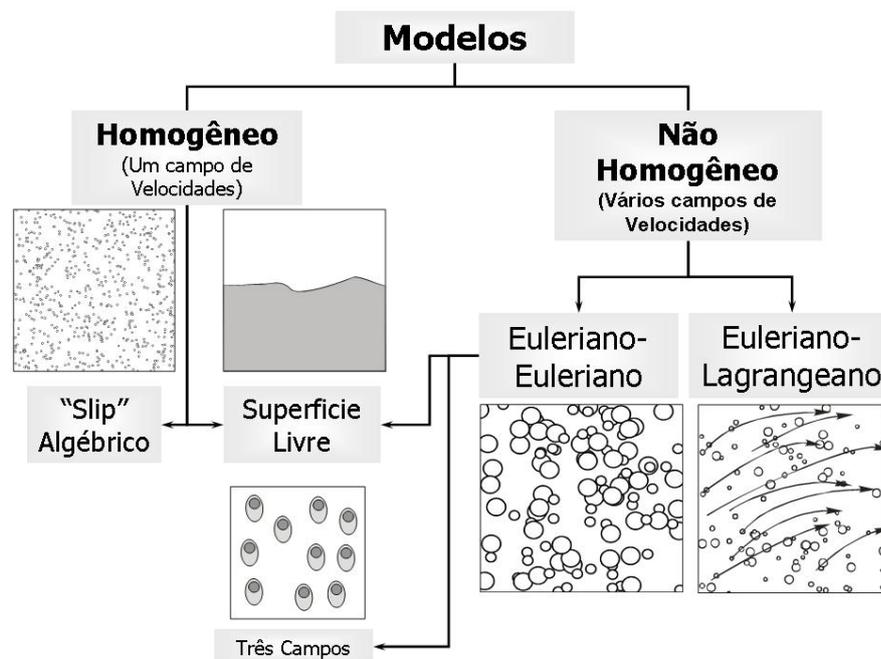


Figura 5 - Classificação para modelos multifásicos [29]

A Figura 05 apresenta, esquematicamente, uma classificação baseada nestes conceitos, mostrando alguns possíveis campos de escoamento que podem ser resolvidos com cada abordagem.

A principal limitação do modelo Euleriana-Lagrangeana é sua restrição a escoamentos dispersos, já que serão necessárias tantas equações quanto o número de partículas presentes no domínio.

O presente estudo numérico será baseado na abordagem Euleriana–Euleriana, considerando um campo de velocidades para cada fase. Segundo Paladino [31], esta abordagem é adequada para escoamentos onde as fases estão misturadas e as velocidades relativas entre as fases são consideráveis, sendo aplicada a escoamentos bifásicos de gás e líquido.

### 3.4 Abordagem Euleriana - Euleriana

Esta metodologia vem sendo amplamente utilizada na resolução de escoamentos multifásicos e tem se mostrado ser eficiente [26][31],[37][29],[36].

Dentro da abordagem Euleriana-Euleriana são disponibilizados três modelos diferentes: o Modelo de Volume de Fluido (VOF), o Modelo de Mistura e o Modelo Euleriano que serão descritos sucintamente a seguir.

O modelo VOF trata o escoamento como uma única fase escoando, porém com propriedades diferentes, caracterizando assim o fluido como bifásico. O modelo é indicado para sistemas compostos por dois ou mais fluidos imiscíveis uma vez que considera que as fases em estudos não são interpenetrantes. Sua modelagem considera o fluido com um único conjunto de equações de transporte e a fração volumétrica de cada fase é obtida em cada volume de controle do domínio de cálculo, não permitindo volumes vazios e, desta forma, todos os volumes de controle devem estar preenchidos com uma das fases.

Já o Modelo de Mistura resolve a equação de quantidade de movimento para a mistura e estabelece uma velocidade relativa para as fases dispersas. Ele é aplicado a

sistemas de duas ou mais fases, sendo as fases tratadas como contínuas. Este modelo é uma simplificação do modelo Euleriano.

O modelo Euleriano é o mais complexo. Ele resolve conjunto de equações que incluem a quantidade de movimento e conservação da massa para cada fase. O acoplamento da pressão é conseguido através dos coeficientes da troca entre as fases.

Neste trabalho adotou-se o Modelo Euleriano, para a análise do escoamento bifásico gás-água em tubo horizontal. Este modelo pode apresentar formulações mais complexas, entretanto é adequado para a modelagem de escoamentos Gás-líquido, em que são calculadas todas as forças que atuam na interfase de forma a representar os padrões de escoamento multifásicos. Detalhes sobre a formulação matemática deste modelo serão apresentados a seguir.

#### 3.4.1 Modelo Matemático

Esta seção tem como objetivo expor o equacionamento matemático que rege o escoamento turbulento de um fluido bifásico.

A modelagem é fundamentada nas equações básicas de mecânica dos fluidos que são expressas pelas leis de conservação de massa, quantidade de movimento e da energia.

É estudado o caso específico de um escoamento de gás úmido, isotérmico e sem transferência de massa entre as fases, por um medidor tipo cone invertido em tubos fazendo uso da fluidodinâmica computacional.

A solução deste problema é implementada com base no modelo euleriano-euleriano presente no programa computacional *Fluent* do Pacote *Ansys* [35].

Assim o escoamento multifásico é definido como um meio contínuo e interpenetrante. É introduzido assim o conceito de frações volumétricas de cada fase, que representa o espaço que cada fase ocupa no escoamento sendo então as leis de conservação de massa e movimento satisfeitas para cada fase.

A fração volumétrica é designada aqui por  $\alpha$  ( $\alpha_g$  – fração volumétrica do gás;  $\alpha_l$  – fração volumétrica do líquido), sendo dada pelas equações 27 e 28.

$$\alpha_g = \frac{\text{Volume gás}}{\text{Volume Total}} \quad (27)$$

$$\alpha_l = \frac{\text{Volume líquido}}{\text{Volume Total}} \quad (28)$$

O volume de cada fase é definido conforme equação 29 e 30.

$$V_g = \int_V \alpha_g dV \quad (29)$$

$$V_l = \int_V \alpha_l dV \quad (30)$$

Onde:

$$\sum_{q=1}^n \alpha_g = 1 \quad (31)$$

$$\sum_{q=1}^n \alpha_l = 1 \quad (32)$$

As massas específicas efetivas das fases são dadas pelas equações 33 e 34.

$$\hat{\rho}_g = \alpha_g \rho_g \quad (33)$$

$$\hat{\rho}_l = \alpha_l \rho_l \quad (34)$$

Onde  $\hat{\rho}$  é a massa específica da fase.

As equações de continuidade (equações 35 e 36) especificam que a massa de um sistema é invariável no tempo, ou seja, a taxa de variação da massa no volume de controle é igual ao saldo dos fluxos de massa através da superfície de controle.

$$\nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \vec{U}_g) = 0 \quad (35)$$

$$\nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \vec{U}_l) = 0 \quad (36)$$

O termo nulo do lado direito das equações de continuidade representa que não há transferência de massa entre as fases. A fração volumétrica é dada por:

$$\alpha_g + \alpha_l = 1 \quad (37)$$

As equações de quantidade de movimento representam as forças exercidas por um fluido em escoamento permanente descrevendo a taxa de aumento da quantidade de movimento do volume do fluido que deve ser igual ao somatório de forças na partícula de fluido e podem ser escritas conforme equações 38 e 39.

$$\nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \vec{v}_g \vec{U}_g) = -\alpha_g \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} + \alpha_g \rho_g \vec{g} + R_{g,l} \quad (38)$$

$$\nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \vec{v}_l \vec{U}_l) = -\alpha_l \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} + \alpha_l \rho_l \vec{g} + R_{g,l} \quad (39)$$

Onde  $p$  é a pressão partilhada pelas duas fases.  $R_{g,l}$  representa a troca de quantidade de movimento entre as fases, e  $\bar{\bar{\tau}}$  é o tensor de Reynolds, descritos por 40 e 41.

$$\bar{\bar{\tau}} = \alpha_g (\mu_{lam,g} + \mu_{tur,g}) (\nabla \vec{U}_g + \nabla \vec{U}_g^T) - \frac{2}{3} \alpha_g (\mu_{lam,g} + \mu_{tur,g}) \nabla \cdot \vec{U}_g \bar{\bar{I}} \quad (40)$$

$$\bar{\bar{\tau}} = \alpha_l (\mu_{lam,l} + \mu_{tur,l}) (\nabla \vec{U}_l + \nabla \vec{U}_l^T) - \frac{2}{3} \alpha_l (\mu_{lam,l} + \mu_{tur,l}) \nabla \cdot \vec{U}_l \bar{\bar{I}} \quad (41)$$

Em que  $\vec{I}$  é o tensor de identidade unitário (equação 42).

$$\sum_{p=1}^n \vec{R}_{g,l} = \sum_{p=1}^n \vec{K}_{g,l} (\vec{U}_l - \vec{U}_g) \quad (42)$$

$K_{l,g}$  ou  $K_{g,l}$  são os coeficientes de troca de quantidade de movimento entre as fases.

Onde  $K_{l,g} = K_{g,l}$ .

$$K_{l,g} = \frac{\alpha_g \alpha_l \rho_l f}{t_l} \quad (43)$$

$f$  é o coeficiente de arrasto, definido pelo modelo *Schiller-Naumam* baseado no número de Reynolds ( $Re$ ) e  $t_l$  é o tempo de relaxação da partícula (*particulate relaxation time*) e são definidos respectivamente por 44, 45 e 46.

$$t_l = \frac{\rho_l d_l^2}{18 \mu_l} \quad (44)$$

$$f = \frac{C_D Re}{24} \quad (45)$$

$$Re = \frac{\rho_g |\vec{U}_l - \vec{U}_g| d_l}{\mu_g} \quad (46)$$

Onde o valor de  $C_D$  é definido sendo:

$$C_D = \begin{cases} 24 \frac{1 + 0,15 Re^{0,687}}{Re} & \text{para } Re \leq 1000 \\ 0,44 & \text{para } Re > 1000 \end{cases} \quad (47)$$

### 3.4.2 Modelos de Turbulência

A questão da turbulência em escoamentos multifásicos dispersos é pouco abordada na literatura. Não existe, para estes casos, um modelo de consenso, cuja aplicabilidade seja comprovada, como é o modelo  $k-\epsilon$ , que representa razoavelmente bem uma ampla gama de aplicações em escoamentos monofásicos. Desta forma, na literatura, os modelos de turbulência comumente utilizados em escoamentos multifásicos são extensões deste modelo [32][38],[37]. Surgem, entretanto para estes casos, algumas diferenças fenomenológicas na modelagem da turbulência mencionadas a seguir:

- Este fenômeno é ainda mais complexo em sistemas líquido-líquido ou líquido-gás devido aos efeitos da tensão superficial que, embora negligenciados macroscopicamente, serão importantes nas escalas das flutuações turbulentas.
- Os termos fonte de produção e dissipação de turbulência ( $k$  e  $\epsilon$ ), serão afetados pela presença de outras fases. No caso de escoamentos dispersos, as bolhas de maior tamanho aumentarão a produção de turbulência devido à esteira de desprendimento, enquanto as de menor tamanho (da ordem das menores escalas de turbulência) aumentarão a dissipação da turbulência. A maioria das abordagens específicas para a turbulência em escoamentos multifásicos baseia-se na modificação dos termos fontes de produção e dissipação de energia cinética turbulenta, levando em consideração este conceito.
- As funções de parede normalmente utilizadas no caso monofásico, não são aplicáveis em escoamentos multifásicos. Pode-se ver que os perfis de velocidade são afetados pela presença de outras fases. Estas funções podem ser utilizadas quando as frações volumétricas das fases dispersas são baixas próximo das paredes (isto pode ser considerado quando a força de lubrificação de parede é incluída).

O *Fluent* dispõe de 3 (três) modelos para descrever os efeitos de turbulência em escoamento multifásico, no contexto do modelo  $k-\epsilon$ . Os modelos: *i*) mistura, *ii*) disperso e *iii*) para cada fase. Por razões de custo computacional, optou-se pelo modelo mistura sendo as suas equações traduzidas por:

Equação de  $k$ :

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m k) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k} \nabla k \right) + G_{k,m} - \rho_m \epsilon \quad (48)$$

Equação de  $\epsilon$ :

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \epsilon) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right) + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} G_{k,m} - C_{2\epsilon} \rho_m \epsilon) - \rho_m \epsilon \quad (49)$$

Onde a massa específica da mistura e a velocidade são calculadas pelas equações 50 e 51 respectivamente.

$$\rho_m = \sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i \quad (50)$$

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i \vec{v}_i}{\sum_{i=1}^N \alpha_i \rho_i} \quad (51)$$

A viscosidade turbulenta e calculada pela equação 52.

$$\mu_{t,m} = \rho_m C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (52)$$

E a dissipação viscosa por 53.

$$G_{k,m} = \mu_{t,m} \left( \nabla \vec{U}_m + (\nabla \vec{U}_m)^T \right) : \nabla \vec{U}_m \quad (53)$$

## CAPÍTULO 4 RESULTADOS

Nesta seção são apresentados os resultados e discussões referentes às simulações realizadas. São desenvolvidas análises para validação dos estudos de caso e os dados obtidos em aplicações do medidor em situações adversas: condições monofásicas com presença de acessórios de linha à montante e a presença de gás úmido, objeto principal do trabalho.

Esta seção está dividida em duas partes. A primeira trata das simulações numéricas para escoamentos monofásicos e a segunda, trata dos escoamentos bifásicos de gás úmido.

### 4.1 Resultados para escoamento monofásico

#### 4.1.1 Estudo de convergência da malha

O resultado das simulações numéricas é muito dependente da malha numérica utilizada na solução das equações de governo do escoamento. Assim, deve-se fazer uso de algum critério para verificação da malha de forma que a solução matemática alcance um sentido físico, independente do número de nós utilizado na simulação. Para este fim foi procedida uma avaliação do refinamento para, posteriormente, realizar o teste de comprimento do domínio.

O estudo da convergência foi comparado com os dados experimentais de Singh et al. [24]. A geometria utilizada é apresentada na figura 06. O fluido de trabalho foi água. As simulações foram realizadas para uma gama de Reynolds. O modelo de turbulência adotado foi o RNG K- $\epsilon$  por apresentar melhor correspondência com os resultados experimentais mostrado por Erdal e Andersson (citado por Singh [2]).

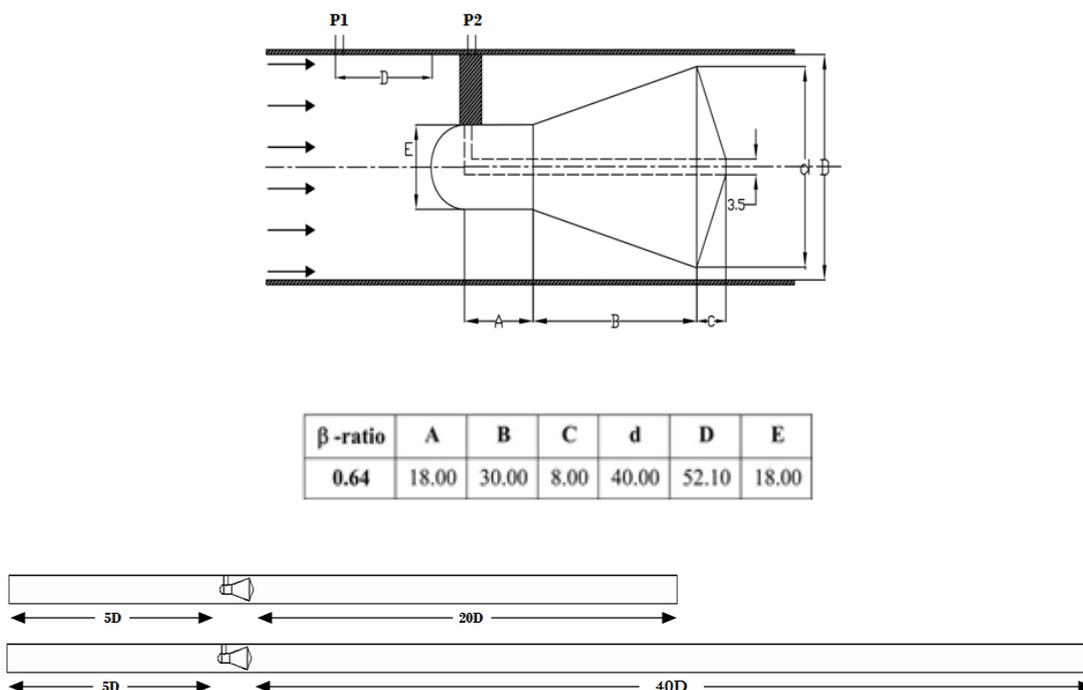


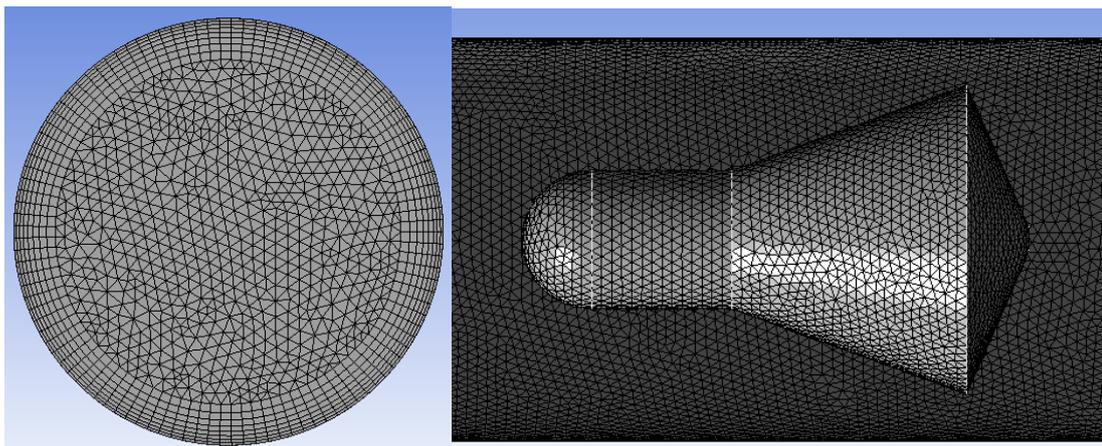
Figura 6 - Geometria da simulação (ref. Singh [2])

Para se determinar a independência dos resultados em função da resolução da malha, sua sensibilidade, um estudo da convergência de malha foi realizado. O teste realizado, investigou malhas com quatro características de refinamento diferentes. Os dados referentes a estas malhas estão listadas na Tabela 01.

Tabela 1 – Dados da malha

SI.No.	Beta	Número de	
		Nodes	Elements
0	0,64	206237	1034607
1	0,64	549900	1740981
2	0,64	1032468	3403261
3	0,64	1473995	4605564

A apresentação da malha foi realizada, conforme figura 07, que exibe em detalhe apenas a região do cone invertido, devido ao fato de não ser possível a visualização em detalhes numa figura contendo toda a geometria do domínio do escoamento.



**Figura 7- Visualização da Malha**

As malhas foram geradas de forma que a localização dos menores elementos se localizasse próximos das regiões de maiores gradientes de velocidade. Assim, os volumes de controle são muito pequenos nas regiões próximas da parede, especialmente ao redor do cone, e distante dessas áreas esses volumes são maiores. As malhas são não estruturadas e utilizam elementos tetraédricos, prismáticos e piramidais.

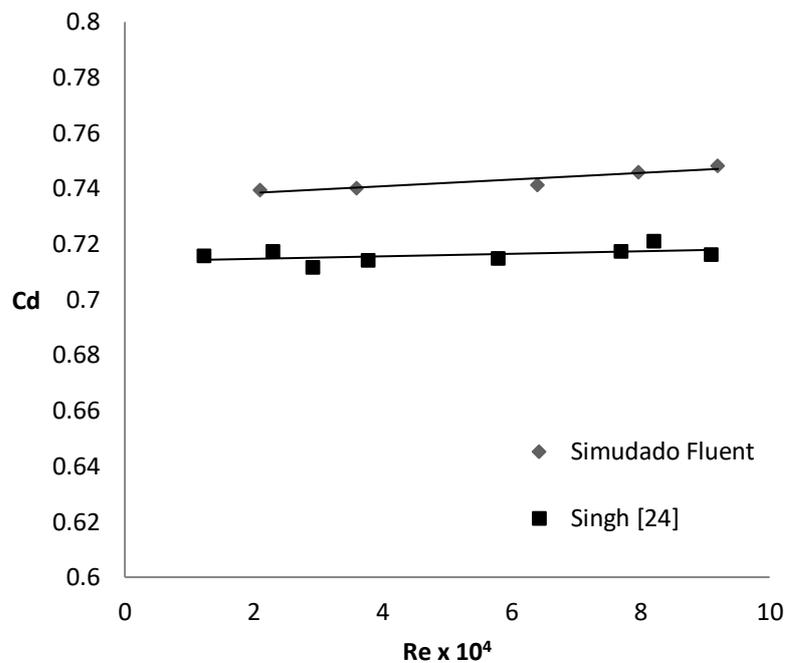
Na tabela 02 observa-se que a diferença percentual diminui com o refinamento da malha e que na malha 3 essa diferença relativa à malha anterior é de 2,6% no máximo.

Os valores de velocidades são referentes à região localizada a 1D a jusante do medidor, caracterizada por elevada turbulência e recirculação. Considerando essa região como a de maior potencial para erros e a malha 3 apresentando uma diferença máxima de 2,6% em relação à anterior, o custo computacional para diminuir essa margem torna-se alto em relação ao refinamento dos resultados. Assim, optou-se por utilizar a malha 3 para a resolução do problema.

**Tabela 2 - Diferença Percentual nos valores de velocidade a 1D a jusante do medidor**

Y	Malha 0		Malha 1		Malha 2		Malha 3	
	Velocidade	Velocidade	Dif.%	Velocidade	Dif.%	Velocidade	Dif.%	
<b>0,026</b>	1,736	2,155	24,1%	2,318	7,6%	2,342	1,0%	
<b>0,013</b>	0,154	0,116	-24,7%	0,125	7,8%	0,128	2,4%	
<b>0</b>	-1,016	-1,267	24,7%	-1,14	-10,0%	-1,157	1,5%	
<b>-0,013</b>	0,056	0,071	26,8%	0,077	8,5%	0,079	2,6%	
<b>-0,026</b>	1,759	2,145	21,9%	2,341	9,1%	2,374	1,4%	

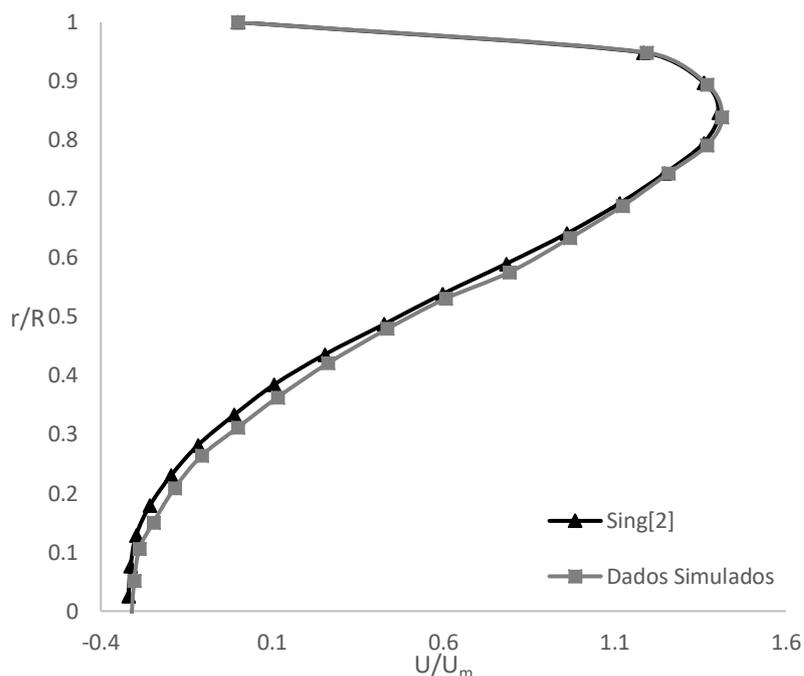
A partir dessas observações foi avaliada a sensibilidade dos efeitos de refinamento para o coeficiente de descarga do medidor tipo cone e perfil de velocidades. Os resultados encontrados foram confrontados com os de Singh et al. [2] e são apresentados abaixo na figura 08.



**Figura 8 - Comparação de Cd simulado com correspondente valor experimental para Beta=0,64**

Os valores simulados apresentaram um desvio de 4% em relação ao experimental. Esse valor também foi encontrado por Singh et al. em 2009 [27] e em 2010 [2] e considerado válido em ambos os casos.

Na figura 09 observa-se a concordância nos perfis de velocidade simulados e os experimentais.



**Figura 9 - Comparação entre perfis de velocidades a 1D jusante do medidor simulado com correspondente valor experimental para Beta=0,64**

Singh et al [2], ainda destacaram que este desvio pode ser consequência do erro acarretado pelo modelo de turbulência. Xu et al. [38] enfatiza a utilização do modelo RNG K- $\epsilon$  neste tipo de escoamento mostrando que os desvios dos resultados simulados e experimentais variam de 2% a 7%.

Cabe também analisar a interferência nos resultados ocasionada pelo comprimento da tubulação através do teste de comprimento. A geometria mostrada na figura 06 e a malha 3 foram utilizadas para 2 (dois) comprimentos (2D) à jusante do medidor. Foram testados os comprimentos de 20D e 40D. Pode-se observar nas figuras 10 e 11 o efeito do comprimento para duas secções do escoamento: uma imediatamente após o cone, região de grande recirculação, e outra a 10D do cone, região de escoamento quase desenvolvido.

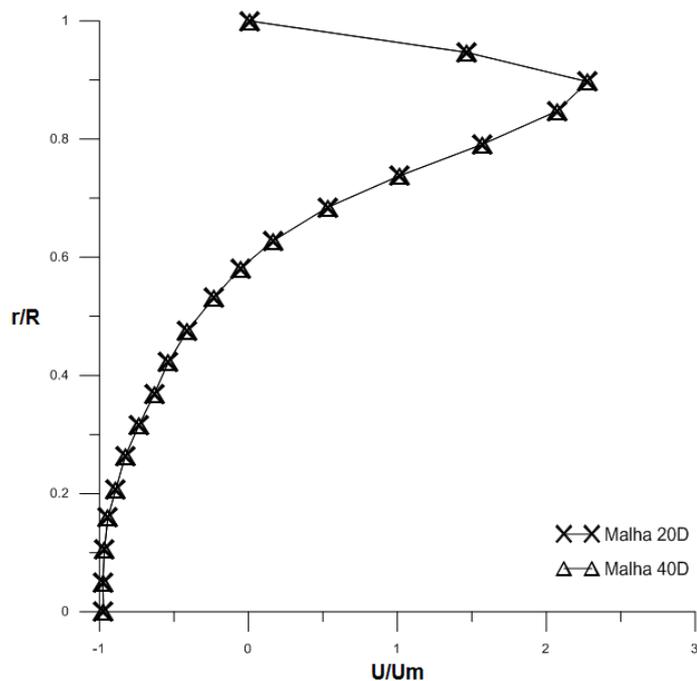


Figura 10 - Teste de Comprimento de saída – Região de grande recirculação

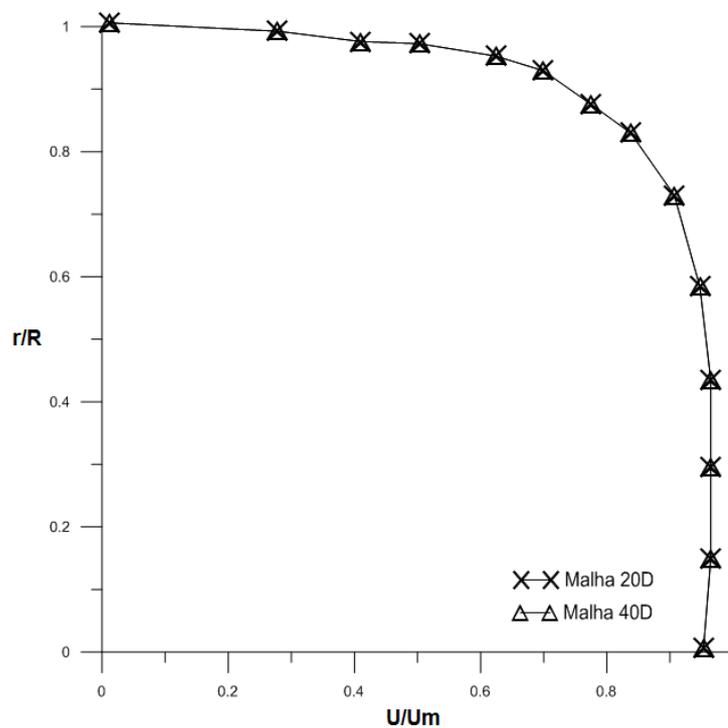
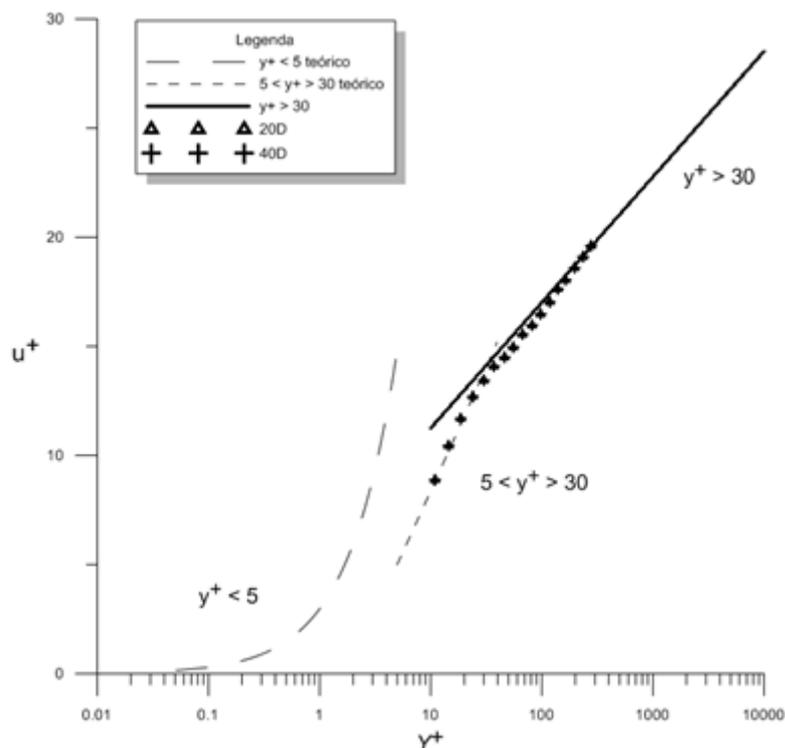


Figura 11 - Teste de Comprimento de saída – Região quase desenvolvida

A diferença entre os comprimentos de saída em ambas regiões é, visualmente, quase imperceptível. Mas para se fixar o comprimento verificou-se também o comprimento de desenvolvimento.

Uma forma para verificar este desenvolvimento é pela relação  $u^+$  e  $y^+$  é visível que não há divergência dos valores obtidos comparados aos valores teóricos da camada Log-Law, como mostra a figura 12.



**Figura 12 - Teste de desenvolvimento – Gráfico  $u^+$  vs  $y^+$**

De acordo com resultados para testes de comprimento e desenvolvimento fixou-se o comprimento de 20D a jusante do cone, assegurando que a condição de contorno de saída não tem efeito restritivo sobre o campo de fluxo perto do cone.

Uma vez demonstrada à validação esta será utilizada para investigações paramétricas.

#### 4.1.2 Análise do coeficiente de descarga

O medidor cone invertido vem sendo objeto de interesse em diversos estudos devido à sua crescente utilização em processos de medição de vazão de hidrocarboneto em escoamentos de elevado valor agregado.

Conforme mencionado, uma das primeiras normatizações foi divulgada recentemente na atualização da ISO 5167 [12], mas ainda carente de detalhamento sobre o comportamento desse modelo específico de medidor.

Por outro lado, dados de estudos anteriores [39][2],[28] ainda divergem quanto ao valor do coeficiente de descarga do medidor em condições monofásicas.

Por não haver uma normatização bem consolidada, o valor do coeficiente de descarga depende de estudos empíricos para sua determinação, ficando este atrelado à calibração experimental para cada geometria e condições de escoamento específicas.

Por exemplo, na atualização da norma ISO 5167, publicada em 2014, o coeficiente de descarga do medidor cone é definido como 0,82. Porém este valor está condicionado a:

- $50 \text{ mm} \leq D \leq 500 \text{ mm}$
- $0.45 \leq \beta \leq 0.75$
- $8 \times 10^4 \leq \text{Re}D \leq 1,2 \times 10^7$

Devido a essas divergências nos estudos e a nova determinação da ISO 5167, foi realizado um estudo sobre o coeficiente de descarga encontrado nas simulações a fim de atestar a confiabilidade das simulações.

Cabe destacar que as simulações realizadas em sua maioria foram para números de Reynolds no intervalo exigido pela norma, podendo os coeficientes de descarga simulados serem comparados ao normatizado.

Os resultados também foram confrontados com os dados experimentais de Steven [39], Singh [24] e Hollingshead [28].

A partir do estudo da convergência da malha e sua validação o valor do coeficiente de descarga simulado foi em média igual a 0,74, quando os dados experimentais confrontados indicavam o valor de 0,72. Se comparado aos dados de Steven e Hollingshead o  $C_d$  simulado é baixo.

As estimativas para  $C_d$  e as respectivas condições de escoamento que são encontrados na literatura estão sintetizados na tabela 03.

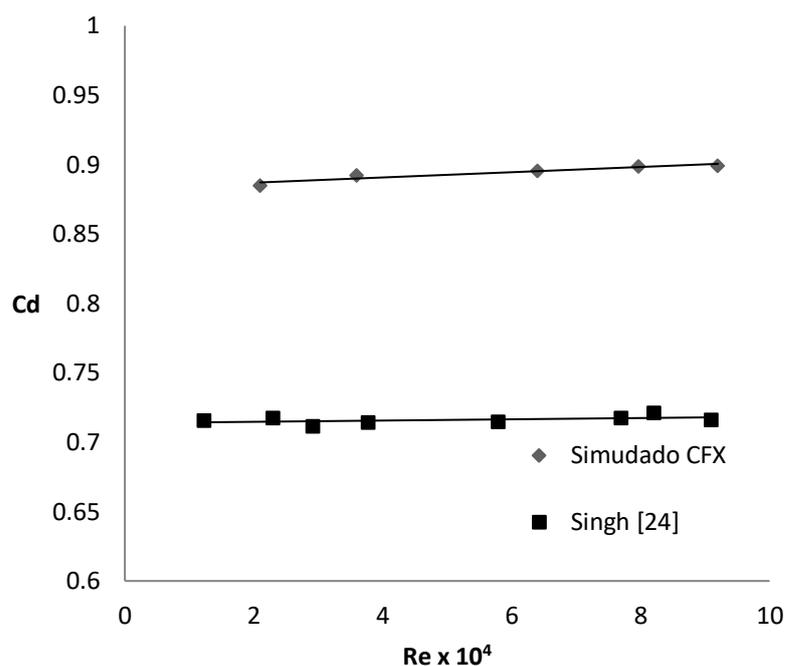
**Tabela 3 - Comparação dos coeficientes de descarga de cone invertido encontrados na literatura**

Referência	Re	Beta	Cd
Sing Experimental	$1,25 \times 10^3 \leq Re \leq 2,54 \times 10^5$	0,64	0,72
Sing Simulado	$1 \times 10^4 \leq Re \leq 9,2 \times 10^4$	0,64	0,74
Steven Experimental	$5 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^5$	0,65	0,89
Hollingshead Simulado	$1 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^8$	0,66	0,78
ISO 5167	$8 \times 10^4 \leq Re \leq 1,2 \times 10^7$	$0.45 \leq \beta \leq 0.75$	0,82

Pela observação da tabela 03, notam-se as inconsistências no valor do coeficiente de descarga. Isso motiva uma avaliação no sentido de melhor compreender esse importante parâmetro de medição de vazão. Para tal fim, foram realizadas simulações numéricas em condição monofásica com a água como fluido de trabalho, de forma a determinar o coeficiente de descarga ( $C_d$ ) em diversas condições operacionais.

A geometria e a malha foram as mesmas utilizadas no estudo da convergência. As simulações foram implementadas pelo *CFX* e pelo *Fluent*.

Este estudo se iniciou com simulações feitas no *CFX*, os primeiros valores encontrados para o coeficiente de descarga foram em média de 0,89, para um Beta de 0,64, enquanto os resultados experimentais de Singh este valor é de 0,72, conforme figura 13. As simulações apresentam um desvio máximo de 24% em relação aos experimentos de Singh [24].



**Figura 13 - Comparação dos valores previstos no CFX e experimentais do coeficiente de descarga para um medidor cone com  $\beta = 0,64$  de Singh [24].**

Em 2010, Singh [2] analisou os efeitos de curvas a montante do medidor. Seu estudo foi realizado através de simulações numéricas validadas com resultados de seu trabalho experimental de 2006. Os valores do coeficiente de descarga encontrados em 2010 destoam em 4% daqueles dados experimentais.

Singh [2] mostra as condições de contorno e modelo matemático utilizado na resolução. Ele destaca as equações para cálculo da intensidade turbulenta como função do número de Reynolds, e a rugosidade na parede.

Essas condições específicas que Singh utilizou foram impostas ao software de resolução *Fluent*, uma vez que este é mais robusto e permite maior controle dos parâmetros de caracterização do seu estudo.

Com isso, foi verificada a limitação que o software *CFX* tinha, sendo este substituído pelo *Fluent* na etapa de resolução.

Aplicadas as condições específicas, conforme tabela 04, e as que completam o domínio do problema, o valor do coeficiente de descarga simulado foi em média igual a 0,74, mesma média que Singh obteve em suas simulações.

Tabela 4 - Condições específicas de Singh [2] não modeláveis com CFX

Condições específicas	
<b>Intensidade de turbulência</b>	$I = 0,16 Re^{1/8}$
<b>Rugosidade da parede</b>	Função de parede padrão com 0,001 milímetros de altura e 0,5 rugosidade constante

A figura 14 apresenta a comparação entre os valores do coeficiente de descarga simulado no *Fluent* e o experimental de Singh, apresentando um desvio abaixo de 4% entre os resultados.

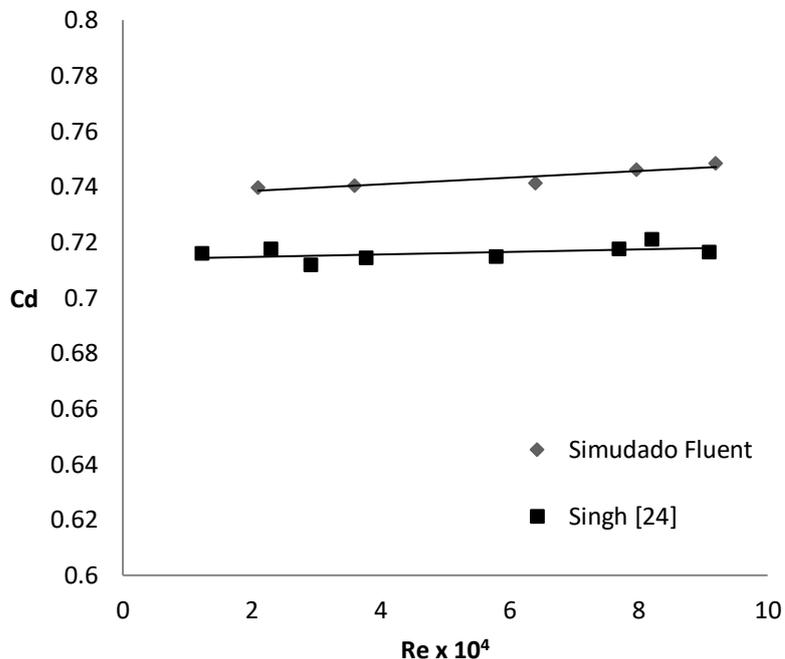
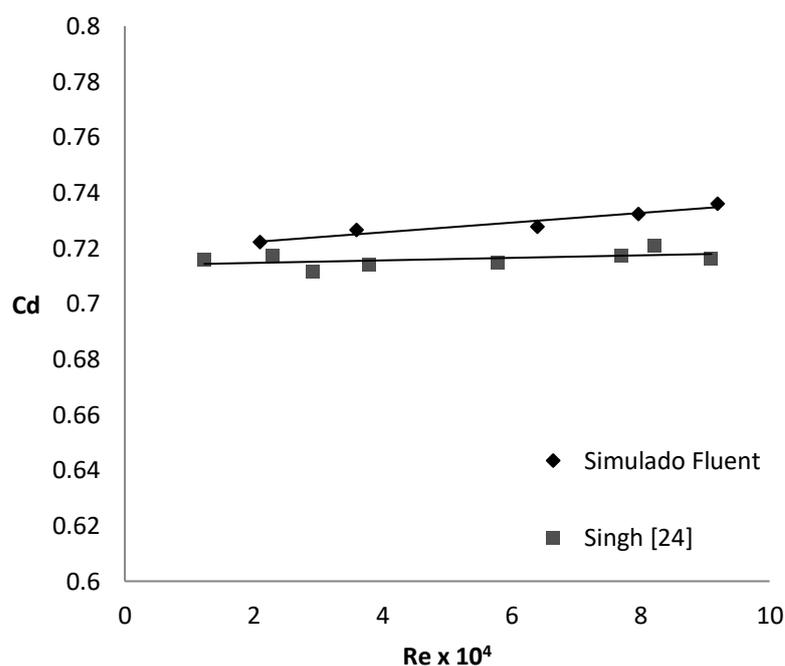


Figura 14 - Comparação dos valores previstos no Fluent e experimentais do coeficiente de descarga para um medidor cone com  $\beta = 0,64$ .

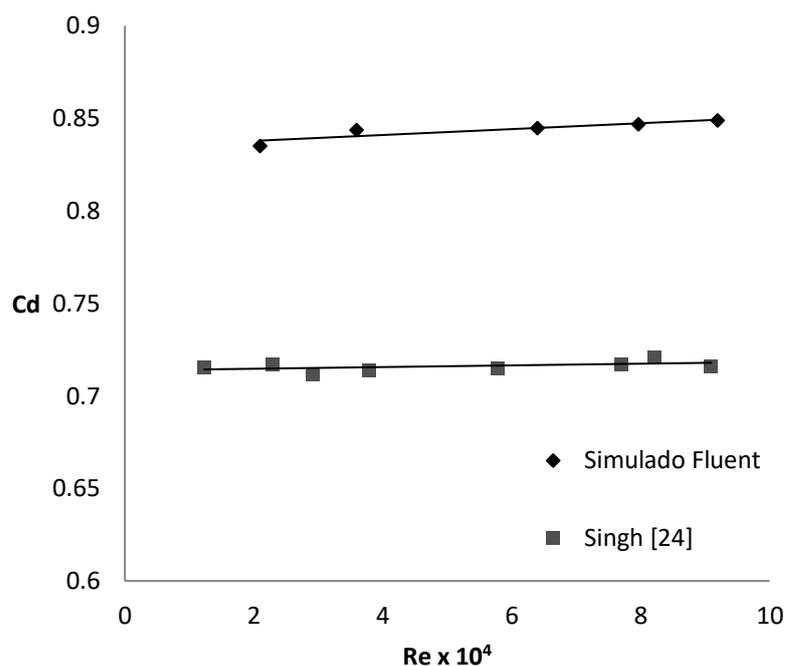
Mas diferente de Singh [24], as simulações mostraram uma tendência quando o valor do coeficiente de descarga diminuía ao aumentar o Beta. Para o Beta igual a 0,64 o Cd foi em média 0,74 e para o Beta igual a 0,77 o Cd foi de 0,73 conforme observado na figura 15.

Todos os resultados desviaram abaixo de 7%, valor que, segundo Xu et al. [38] seria o desvio máximo relativo ao modelo de turbulência.



**Figura 15 - Comparação dos valores previstos no Fluent e experimentais do coeficiente de descarga para um medidor cone com  $\beta = 0,77$ .**

Utilizando configurações padrão para as condições específicas de Singh, parede lisa e intensidade turbulenta média, os valores do coeficiente de descarga calculados a partir dos dados do *Fluent* foi, em média, 0,84. Isso para a geometria de Beta igual a 0,64 sendo que o desvio encontrado em comparação aos experimentos de Singh [24] foi de 14,3%, pode-se observar o comportamento na figura 16.

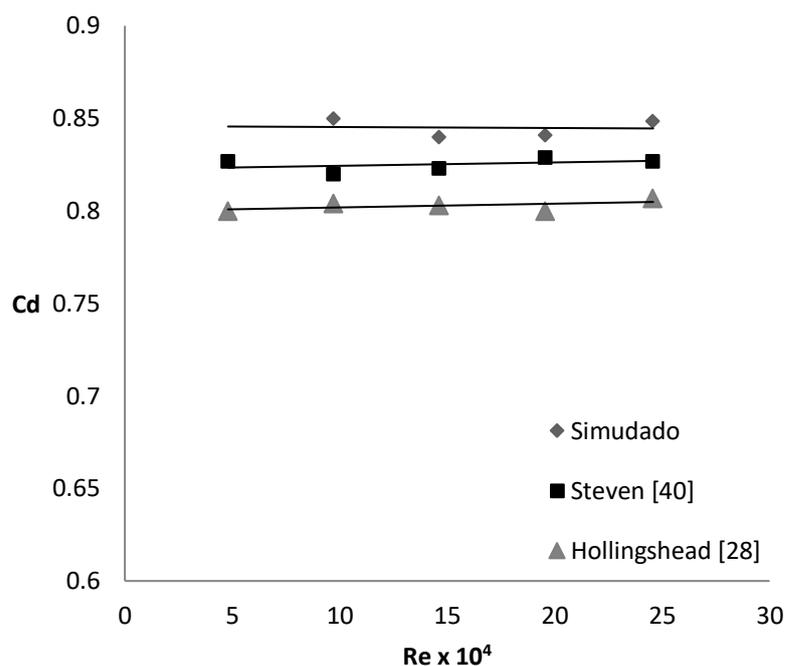


**Figura 16 - Comparação dos valores previstos no Fluent (sem condições específicas) e experimentais do coeficiente de descarga para um medidor cone com  $\beta = 0,64$ .**

A partir deste ponto, o escoamento foi simulado também para o gás como fluido de trabalho monofásico. Os resultados simulados para gás foram na mesma ordem, ou seja, apresentando um valor médio de Cd igual a 0,84. Este valor de Cd também é muito próximo daqueles encontrados nos experimentos de Steven [39] e Hollingshead [28].

As condições de contorno específicas de Singh, intensidade turbulenta e rugosidade, podem ter acarretado uma maior perda de energia no escoamento gerando um diferencial de pressão maior o que representa uma diminuição no coeficiente de descarga.

A figura 17 mostra os valores do coeficiente de descarga dos estudos citados em comparação aos resultados obtidos nas simulações.



**Figura 17 - Comparação entre coeficientes de descarga**

O desvio entre os resultados apresentados na figura 17 variam em no máximo 5%. Para Steven foi de 2,4% e para Hollingshead foi de 5%.

Singh [2] destaca a forma como trata a função de parede e como calcula o  $y^+$  e  $u^+$  para o caso abordado. É válido destacar, neste ponto, que a malha desenvolvida recebeu um tratamento especial próximo a parede tornando a altura da primeira camada da malha elevada em consideração a rugosidade imposta por Singh, isso pode afetar o perfil de velocidades e pressão.

Fazendo a comparação quanto ao Cd de 0,82 da ISO 5167, os resultados encontrados apresentam um desvio de 2,4% sendo assim também considerados confiáveis uma vez que a norma apresenta uma incerteza relativa ao coeficiente de descarga é de +/- 5%.

Considerando a comparação dos dados simulados com outros estudos experimentais pode-se considerar como a confiabilidade do modelo.

#### 4.1.3 Modelo de turbulência

De acordo com ISO 5167 o coeficiente de descarga do medidor cone invertido é de 0,82 para uma determinada faixa de número de Reynolds. A tabela 5 mostra o coeficiente de descarga calculado para simulações com diferentes modelos de turbulência em comparação com os valores recomendados pela ISO 5167. Ambos modelos de turbulência preveem com precisão o escoamento monofásico. Os desvios relativos observados entre os modelos são: 2,7% para SKE e 3,2% para RNG.

**Tabela 5 – Comparação entre coeficientes de descarga para diferentes modelos de turbulência**

Modelo de Turbulência	Coeficiente de Descarga		Dif. %
	Simulação $5 \times 10^4 \leq Re \leq 1 \times 10^5$	ISO 5167 $8 \times 10^4 \leq Re \leq 1,2 \times 10^7$	
<b>SKE</b>	0,842	0,82	2,7%
<b>RNG</b>	0,846		3,2 %

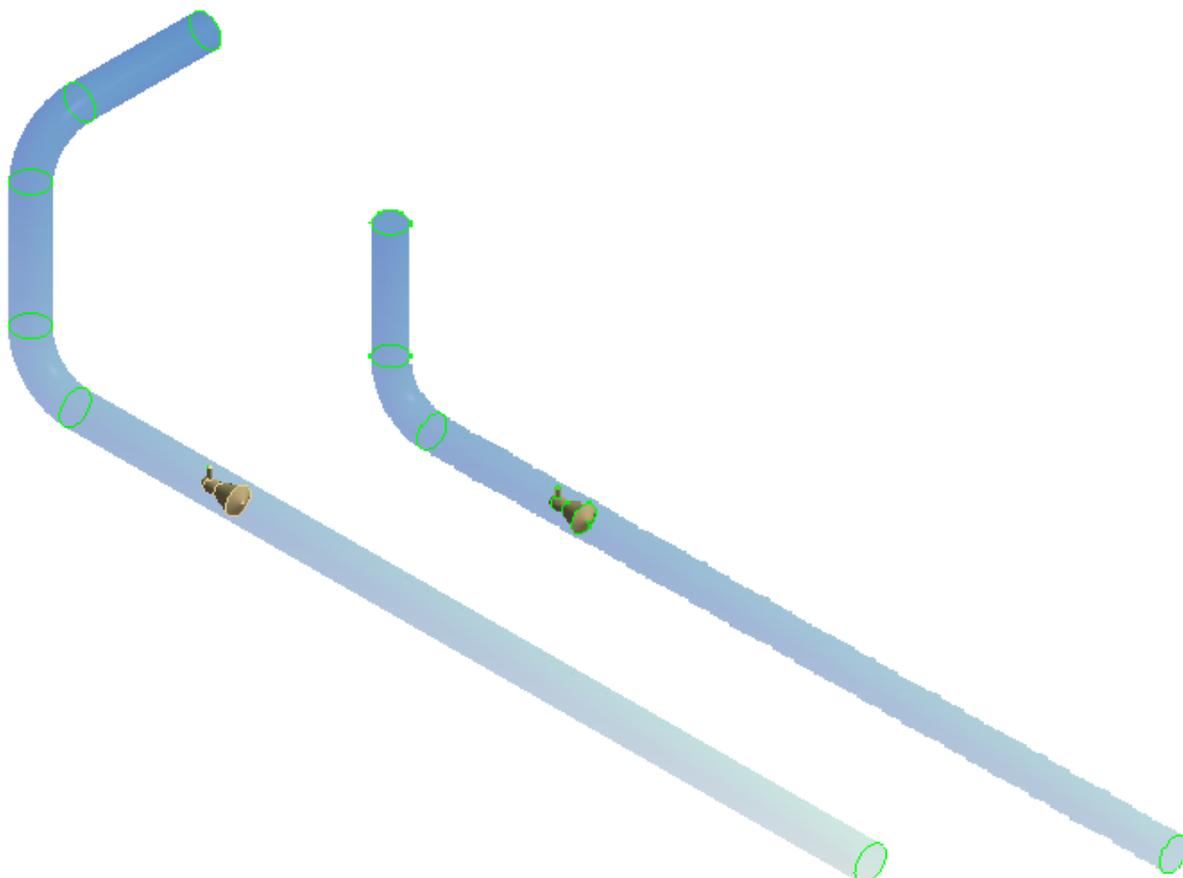
Para as demais simulações, foi utilizado o modelo SKE, pois apresentou menor diferença em relação a norma.

#### 4.1.4 Análise da influência de acessórios

O problema gerado pela presença de acessórios de tubulações nas instalações mostra-se como uma questão crítica para a medição. Vários pesquisadores já demonstraram que o desempenho do medidor cone invertido não é afetado por cotovelos simples ou duplos. Ifft et al. [10] demonstraram que o desempenho do medidor não é afetado nessas condições.

Afim de confirmar esse comportamento, foram simuladas configurações com uma e duas curvas à montante do medidor tipo cone invertido, sendo que o medidor foi simulado com um fator  $\beta=0,64$  e diferentes afastamentos das curvas: 0D, 2D, 5D e 10D em diferentes afastamentos das curvas.

A primeira simulação foi o efeito na medição de vazão de uma curva simples à montante do medidor. No caso da geometria em duas curvas, estas são dispostas em planos ortogonais, tal como apresentado na figura 18.



**Figura 18 – Geometrias com acessórios a montante do medidor**

Para termos de comparação, também foi simulado o mesmo escoamento em trecho reto, de forma a se avaliar os efeitos das curvas.

É necessário um estudo sobre os efeitos da instalação devido a presença de curvas a montante pois essa condição produz escoamentos turbulentos turbilhonares. A presença de redemoinhos e vórtices alteram a distribuição de pressão acarretando medições errôneas.

Na tabela 6 encontram-se as simulações realizadas com suas respectivas configurações.

Tabela 6 - Grade de simulações realizadas

N° de Simulações	Beta	Acessório	Distância do Medidor
1	0,64	Cotovelo 90°	0D
2			2D
3			5D
4			10D
5		Duplo Cotovelo 90°	0D
6			2D
7			5D
8			10D
9		Trecho Reto	-

As simulações para as 9 (nove) geometrias demonstradas na tabela 05 foram feitas considerando a água como fluido de trabalho.

Conforme visto anteriormente, o coeficiente de descarga para os medidores tipo cone invertido com relação Beta igual a 0,64 é de 0,84 com desvio de 5% em relação aos dados experimentais confrontados.

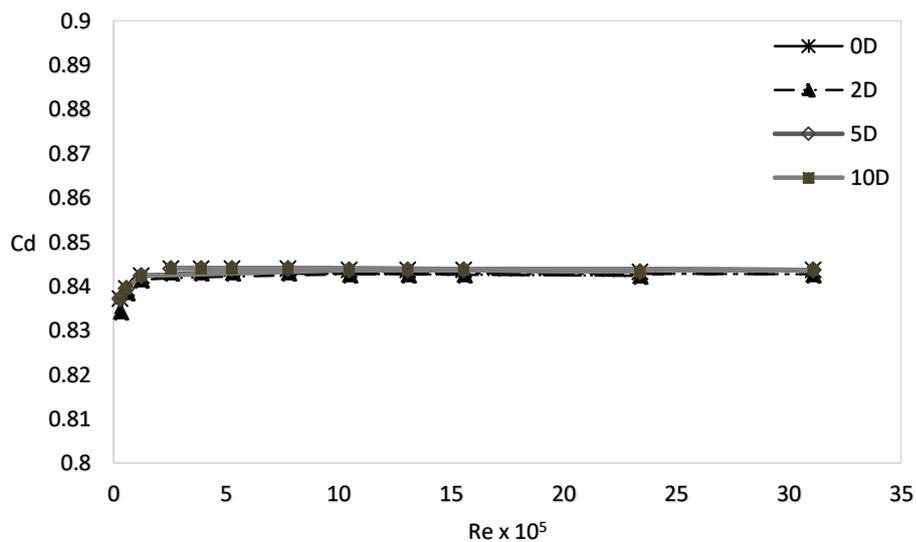
Os dados levantados também demonstraram que o coeficiente de descarga apresenta valores constantes a elevados números de Reynolds e reduz ligeiramente para valores baixos.

Os perfis de pressão e velocidade do escoamento têm um efeito significativo em medidores de vazão deprimogênicos, o que pode ser observado pela redução do coeficiente de descarga quando impostos as condições com acessórios a montante.

As leituras de pressão representadas pelo coeficiente de descarga, foram mais afetadas pela presença de uma curva do que na presença de duas curvas.

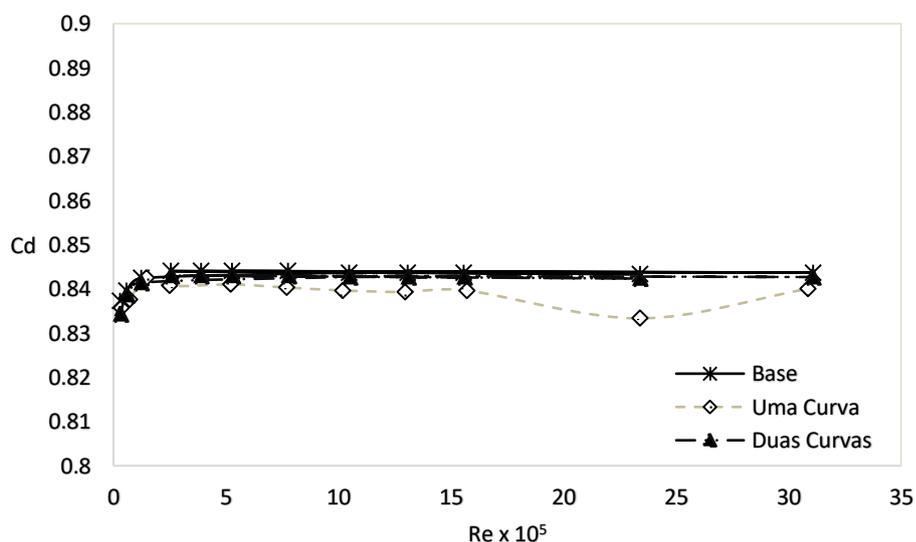
Inicialmente foi estimado o valor do coeficiente de descarga em linha reta e posteriormente com o medidor a 10D da curva sendo esta distância reduzida gradativamente.

Na figura 19 observa-se a influência da distância do acessório em relação ao medidor cone invertido. O desvio médio ficou abaixo de 0,25% demonstrando que o medidor sofre uma influência marginal desse parâmetro.



**Figura 19 – Variação do coeficiente de descarga com o número de Reynolds para único cotovelo de 90° para um medidor de vazão cone invertido com  $\beta=64$ .**

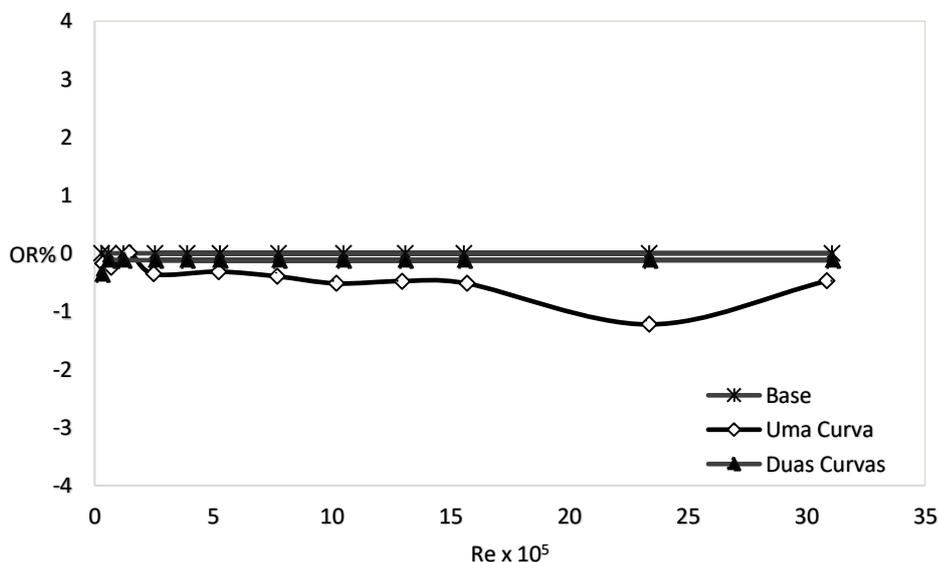
A análise da queda de pressão através do coeficiente de descarga nas distâncias verificadas mostrou que os desvios são relativamente pequenos. Com isso a análise quanto a presença das curvas foi feita com base na distância de 2D.



**Figura 20 - Variação do coeficiente de descarga com o número de Reynolds para uma curva de 90° para um medidor de vazão cone invertido com  $\beta=64$  a 2D.**

A Figura 20 mostra a mudança no coeficiente de descarga, Cd, em função do número de Reynolds com uma curva a distância de 2D a montante. Essa mudança é

representada pela percentagem de desvio, a partir dos dados iniciais, tomadas com trecho reto a montante, conforme podemos observar abaixo na figura 21.



**Figura 21 - Efeito da presença de acessórios no coeficiente de descarga para um medidor de vazão cone invertido com  $\beta=64$  a 2D.**

Os valores dos coeficientes de descarga para referência nos cálculos de desvio foram com a geometria sem acessórios formada apenas por trecho reto a montante do medidor.

O medidor com  $\beta = 0,64$  apresentou um desvio médio de 0,64% considerando as duas configurações de acessórios. O maior efeito observado foi de 1,22% para a geometria com curva única. Assim foi considerado que o medidor é pouco suscetível a curvas a montante.

Observa-se que os coeficientes apresentaram um desvio negativo. Este fenômeno pode ser entendido com análise da distribuição de velocidade na seção transversal no escoamento a montante do medidor.

Em simulações sem a presença do medidor, considerando uma geometria de trecho reto com os acessórios, existe uma maior intensidade de fluxo próximo a parede, os vórtices do plano transversal mostram um movimento com elevada turbulência nas regiões próximas a parede, justo na região onde ocorre maior perda de pressão. As maiores perdas de pressão são observadas na presença de duplo cotovelo.

Nas simulações com medidor inserido, a maior redução da perda de pressão é verificada justamente na configuração de duplo cotovelo. Essa diminuição da perda de pressão acarreta num coeficiente de descarga menor.

Os desvios percentuais devido aos impactos dos acessórios testados ficaram abaixo de 1,22%.

## 4.2 Resultados para escoamento de gás úmido

Aqui são apresentados os resultados obtidos em simulações com gás úmido como fluido de trabalho. Primeiramente, foram obtidos dados a fim de avaliar as malhas já desenvolvidas com aplicação de modelagem bifásica. Posteriormente são apresentados os dados e análises destes.

### 4.2.1 Estudo da convergência da malha

É importante salientar que somente será avaliado o refinamento da malha e sua sensibilidade em relação a parâmetros de grande importância no contexto. Tendo a finalidade de mostrar a aplicabilidade das malhas já produzidas e validadas em um modelo diferente, para gás úmido.

Para verificar a independência dos resultados em função da resolução da malha, sua sensibilidade, um estudo da convergência de malha foram realizados. O teste realizado investigou as quatro malhas descritas na subseção 4.1.1 com qualidades de refinamento diferentes para modelo euleriano do *Fluent*.

O fluido de trabalho foi bifásico, onde o gás é a fase contínua da mistura e a água a fase dispersa. O modelo foi o euleriano, sendo as simulações realizadas para uma gama de Reynolds. O modelo de turbulência adotado foi o *K-ε* (SKE).

Algumas condições de contorno peculiares do modelo Euleriano não serão discutidas aqui, pois a simulação será para fase dispersa com fração volumétrica igual a 0 (zero).

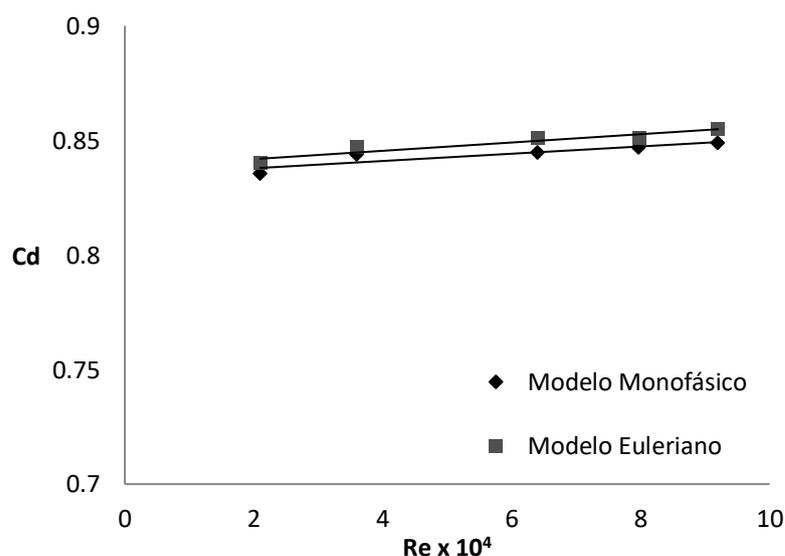
Inicialmente foram resolvidas as equações do modelo para as quatro malhas, embora o modelo utilizado seja o euleriano para escoamento bifásico a fração volumétrica da fase continua (gás) foi igual a 1 (um), ou seja, foi simulado um escoamento monofásico aplicando equações para um escoamento bifásico.

Na tabela 7 observam-se as diferenças percentuais entre uma malha resolvida com modelos diferentes. Foram comparados os valores de velocidade de uma mesma malha para o modelo monofásico e para o modelo euleriano sendo a maior diferença percentual igual a 0,7%.

**Tabela 7 - Diferença percentual da velocidade simulada com modelo monofásico e com modelo euleriano a 1D jusante do cone**

Y	Modelo Monofásico	Modelo Euleriano	Dif. %
	Velocidade	Velocidade	
0,026	2,342	2,356	0,6%
0,013	0,128	0,129	0,7%
0	-1,157	-1,163	0,5%
-0,013	0,079	0,079	-0,5%
-0,026	2,374	2,391	0,7%

Ao fazer uma análise quanto ao coeficiente de descarga destas simulações também encontramos essa diferença percentual máxima, conforme podemos observar na figura 22.



**Figura 22 – Comparação entre os coeficientes de descarga calculados a partir do diferencial de pressão gerados por modelos diferentes**

Ainda foi realizada uma simulação contendo fração volumétrica de líquido igual a 2%, abaixo é apresentado o resultado do refinamento das malhas para este caso.

**Tabela 8 - Refinamento da malha para simulação euleriana contendo fração de líquido de 2% para velocidades a 10D do medidor**

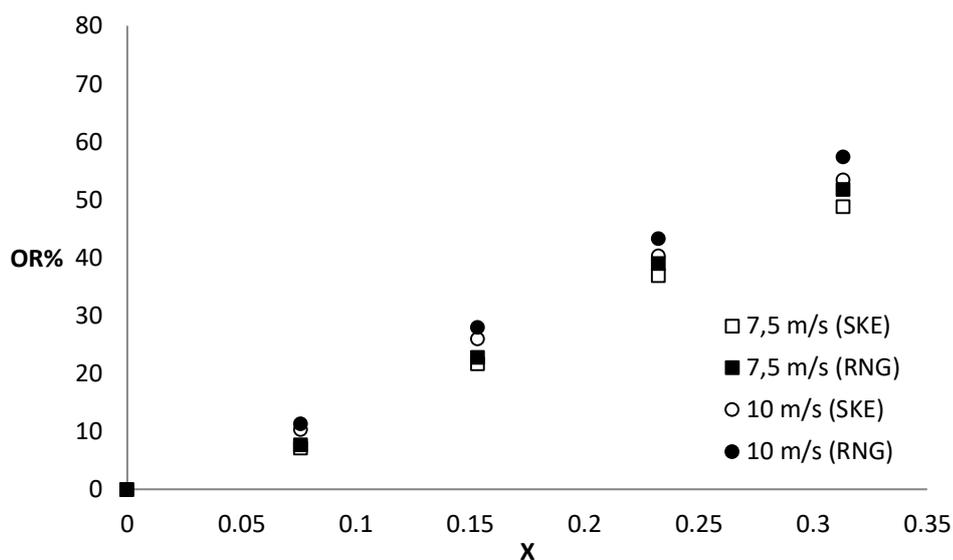
Y	Malha 0		Malha 1		Malha 2		Malha 3	
	Velocidade	Velocidade	Dif. %	Velocidade	Dif. %	Velocidade	Dif. %	
<b>0,0255237</b>	0,682392	0,812216	19,0%	0,882216	8,6%	0,88698258	0,5%	
<b>0,0128934</b>	1,64567	1,69456	3,0%	1,71456	1,2%	1,719432	0,3%	
<b>0,000263138</b>	1,60892	1,665	3,5%	1,68467	1,2%	1,68654	0,1%	
<b>-0,0128934</b>	1,59681	1,6498	3,3%	1,674	1,5%	1,6827043	0,5%	
<b>-0,0255237</b>	0,682572	0,81654	19,6%	0,89654	9,8%	0,9031	0,7%	

Na tabela 8 é demonstrado que, assim como ocorreu no refinamento em condições monofásicas, as diferenças percentuais diminuem demonstrando a convergência dos resultados.

Uma vez demonstrada a validação da malha para modelo euleriano esta será utilizada para investigações paramétricas.

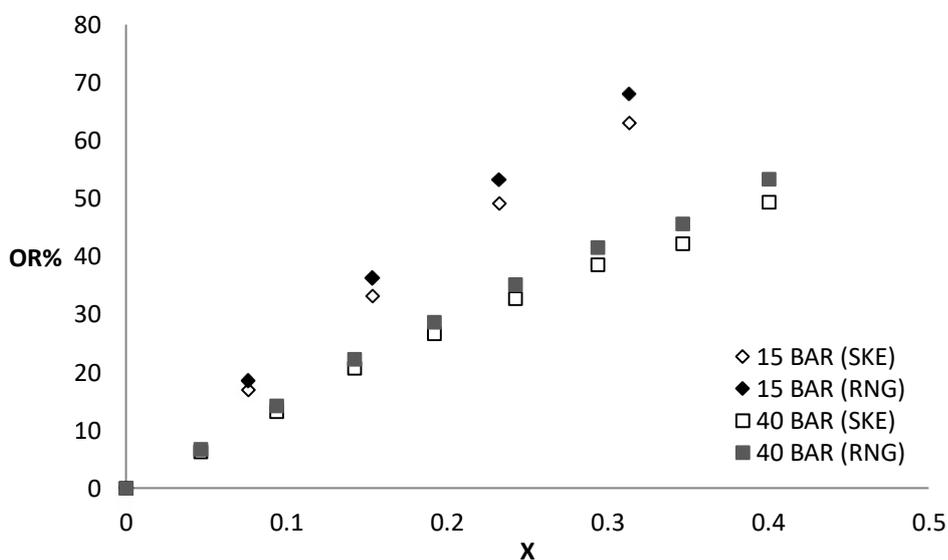
#### 4.2.2 Modelo de turbulência

A escolha do modelo  $K-\epsilon$  (SKE) ocorreu com base nas análises feitas abaixo. Na figura 23 o efeito do modelo de turbulência no escoamento de gás úmido provoca um OR% levemente maior com modelo RNG. O desvio do modelo RNG em comparação ao modelo SKE é de no máximo 4%.



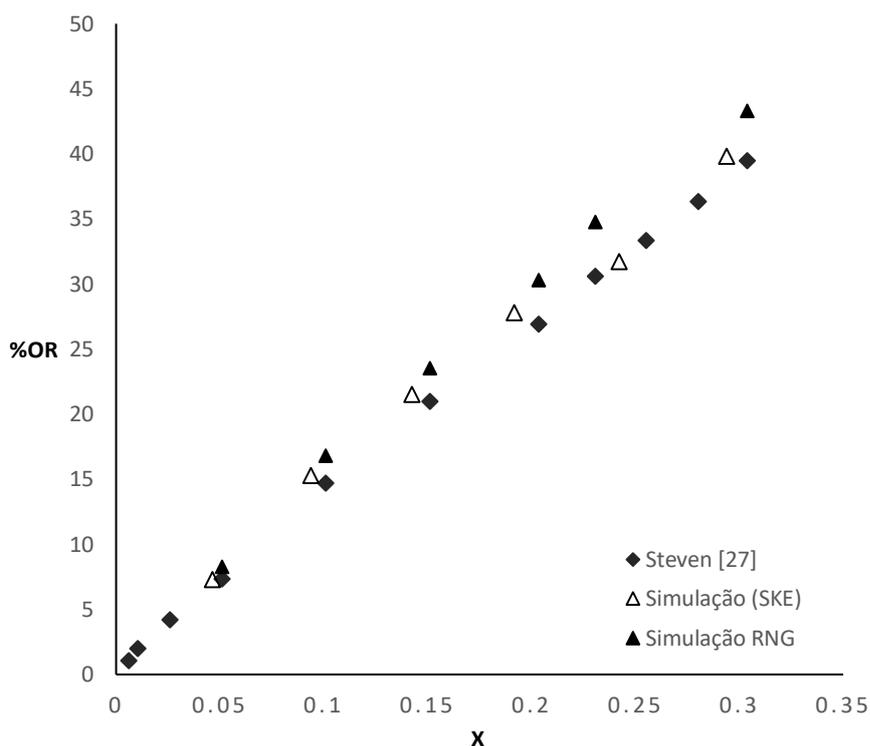
**Figura 23 – OR% para velocidade de 7,5 m/s e 10 m/s para os diferentes modelos de turbulência**

O maior desvio para o modelo RNG também é notado para pressões diferentes, conforme figura 24 e 25.



**Figura 24 – OR% para pressão de 15 BAR e 40 BAR para os diferentes modelos de turbulência**

Quando comparado a dados experimentais de Steven [26] o modelo SKE apresenta uma diferença máxima de 3,9% enquanto comparado ao RNG a diferença mínima é de 8%.



**Figura 25 – Comparação entre OR% experimental e simulada com diferentes modelos de turbulência**

Assim o modelo SKE mostrou-se melhor do que o RNG para simulação com gás úmido. Além de que a convergência do modelo RNG é mais difícil do que o modelo SKE. O modelo selecionado foi o SKE.

#### 4.2.3 Análise da perda de carga em função do diâmetro da gota de líquido

Analisou-se a variação da pressão estática na entrada e na tomada de pressão P1 (pressão estática do medidor), para 5 valores do diâmetro da gota de líquido.

Foi utilizada a malha numérica já validada, uma geometria (tubo reto horizontal) com comprimento de  $5D$  e diâmetro interno  $D=0,0521$  m. Considerou-se algumas variações do diâmetro da gota mantendo as propriedades do gás e do líquido constantes, focando o padrão de escoamento anular.

Na simulação numérica a velocidade foi de 15 m/s para gás e líquido com uma concentração de 4% de líquido em gás.

Tabela 9 - Variação da pressão estática (Pa) em função do diâmetro da gota (mm)

Diâmetro da Gota (mm)	Pressão Estática em P1 (Pa)
0,01	1867874,762
0,05	1822518,19
0,1	1803665,905
0,25	1782766,095
0,5	1769868,952

Observa-se na tabela 09 uma variação da pressão com o aumento do diâmetro da gota. Esta variação pode estar associada às tensões de atrito ou forças de arrasto que ocorrem em função do aumento do diâmetro da gota.

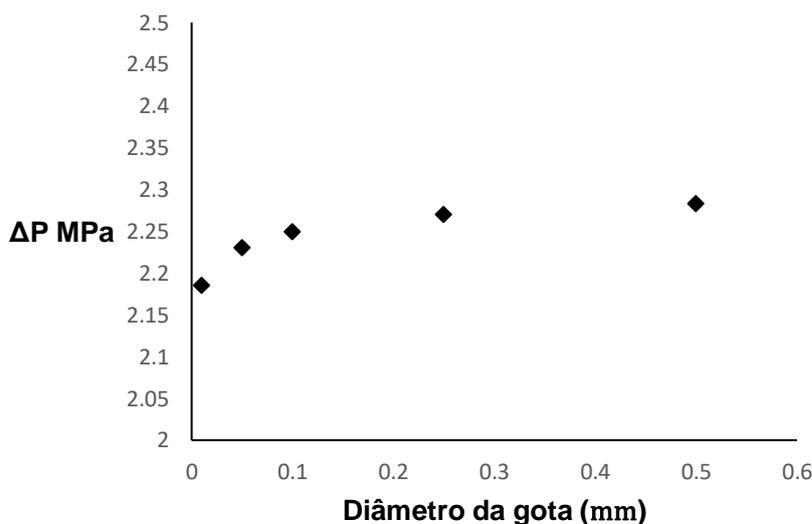


Figura 26 – Variação do Diferencial de Pressão do medidor pelo diâmetro da gota

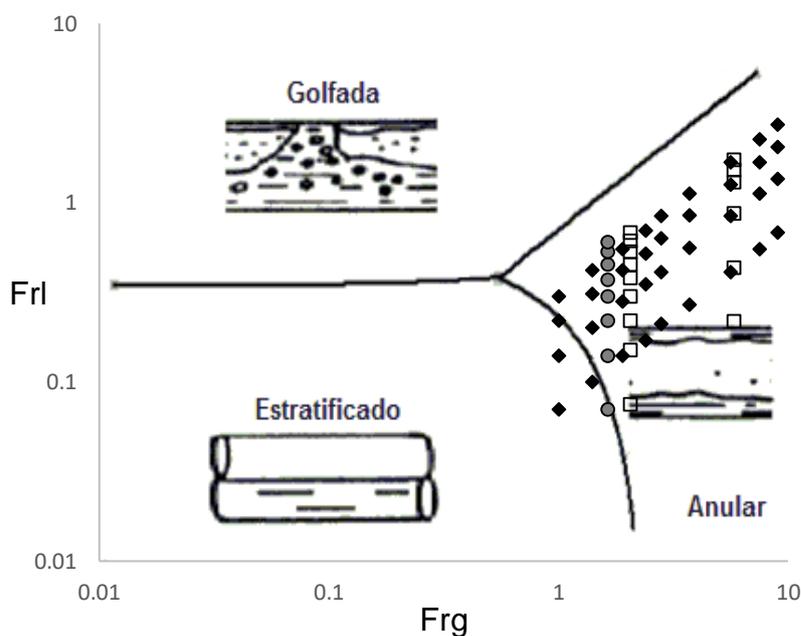
Observa-se na figura 26 que o diferencial de pressão tende a tornar-se constante com aumento do diâmetro da gota. E a partir de  $d_g$  igual a 0,25mm a variação em relação a  $d_g$  igual a 0,25 foi de 1,6%.

O tamanho da gota é um fator importante e decisivo para a estabilidade do modelo. É bem conhecido na indústria petrolífera que, quando começa a produção de óleo, geralmente são produzidas emulsões com uma ampla distribuição de tamanho de

gota. Quanto menor o tamanho de gota maior a estabilidade e mais difícil a separação das fases.

Um fator que também foi levado em consideração para escolha do tamanho da gota foi adequação ao modelo Shell de mapa de padrão de escoamento.

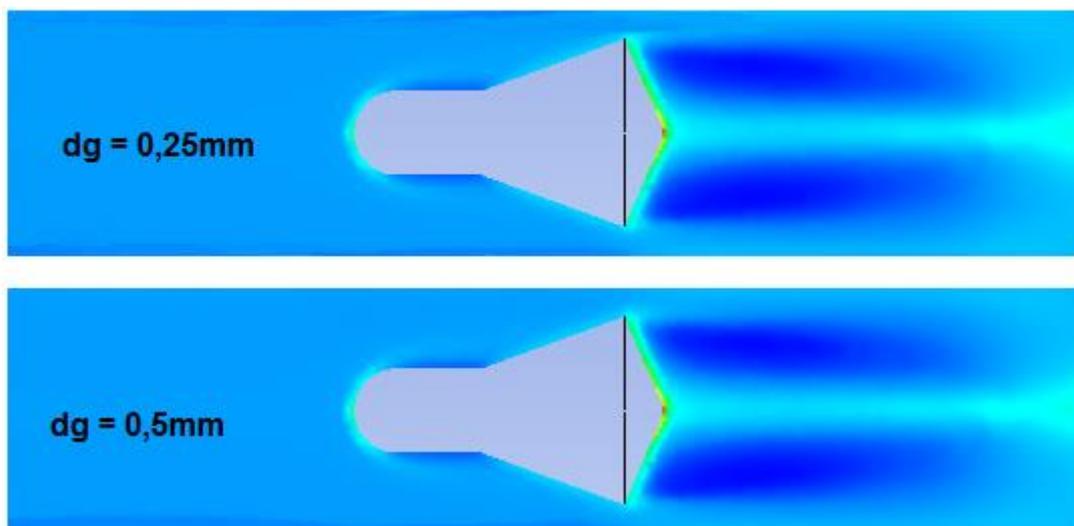
A figura 27 mostra o mapa de padrão de escoamento com respectivas simulações realizadas.



**Figura 27 - Mapa de padrão de escoamento com simulações realizadas**

Foram testados os tamanhos de gotas de modo que para cada número de Froude do líquido e seu respectivo número de Froude de gás (conforme mapa) o padrão representativo seria o apresentado no mapa.

Um exemplo é observado na figura 28. Para um  $F_{rg}$  de 2,8 e  $F_{rl}$  igual a 0,68 o fluido deve apresentar o comportamento de padrão anular. Mas caso a o diâmetro da gota seja de 0,5mm encontramos um padrão estratificado.



**Figura 28 - Visualização da Fração Volumétrica do Gás para tamanhos de gotas diferentes**

Tomando como base diversas visualizações do comportamento do escoamento para os diferentes diâmetros de gota e a sua interferência na perda de carga do escoamento convencionou-se que como parâmetro de simulação seu valor seria de 0,25 mm.

#### 4.2.4 Outros Parâmetros de Influência

De forma a verificar os fatores que influenciam na medição de vazão de gás em escoamentos de gás úmido, diversas condições operacionais foram geradas para as simulações. A tabela 10 indica matriz de simulações realizadas.

**Tabela 10 - Parâmetros para as simulações numéricas desenvolvidas**

Beta	Pressão (bar)	Froude do Gás
<b>0,64</b>	15	1 – 9
	40	1 – 9
	60	1 – 9
<b>0,75</b>	15	1 – 9
<b>0,77</b>	15	1 – 9

O primeiro fator de influência investigado foi o parâmetro geométrico Beta –  $\beta$ . Foram testados 3(três) valores distintos de Beta. Como pode ser visto na tabela 10, as simulações foram conduzidas em pressões de 15, 40 e 60 Bar, com velocidades

superficiais de gás de 5 m/s, 7,5 m/s, 10 m/s, 12,5m/s, 15 m/s, 20 m/s, 30m/s, 40 m/s e 48 m/s. Esta variação de velocidades permitiu também a visualização dos padrões de escoamento encontrados para gás úmido, variando entre os padrões de escoamento de: fluxo estratificado, de transição e fluxo névoa. O número de Froude máximo para o gás foi de 9. Todos os dados, incluindo as propriedades dos fluidos (massa específica, viscosidade, entre outros), foram registrados para cálculos e análises posteriores.

O parâmetro de Lockhart-Martinelli varia de 0 a 0,35, sendo sempre caracterizado pela fração volumétrica de líquido presente.

Para cada pressão e cada velocidade superficial de gás, foram realizadas simulações com condição de gás seco, de forma a determinar o coeficiente de descarga ( $C_d$ ) em cada condição operacional. O cálculo dos valores de Coeficiente de descarga foi realizado a partir da vazão de gás simulada e da vazão calculada a partir do diferencial de pressão gerado pelo medidor.

A partir das simulações iniciais com gás seco, foram obtidos valores de coeficiente de descarga do cone invertido onde verificou-se que o coeficiente de descarga apresentou uma variação bem pequena, com valores em torno de 0,84.

Após a obtenção dos dados pelas simulações e cálculos das vazões obtidas pelo diferencial de pressão gerado, foi determinada a sobrestimação na medição de vazão de gás pela presença de líquidos tal como visualizado na figura abaixo.

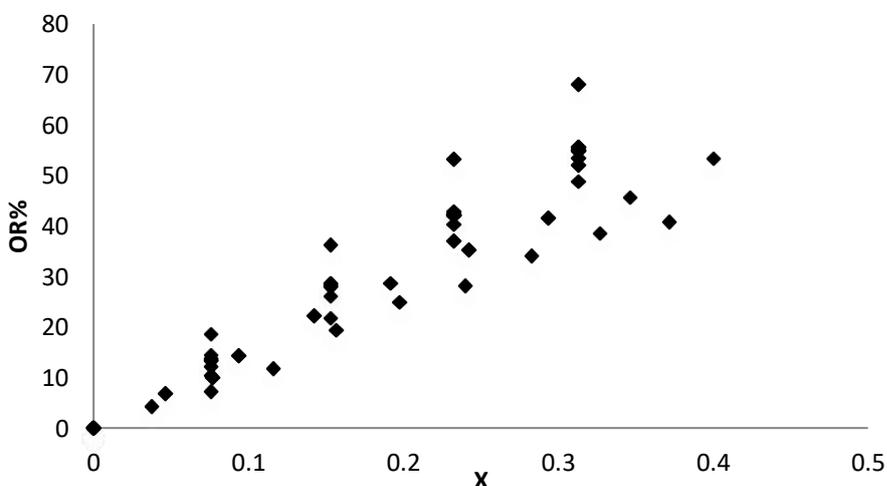


Figura 29- Dispersão dos resultados para escoamento bifásico

Conforme figura 29, pode-se observar uma dispersão dos dados em cada valor do parâmetro de Lockhart-Martinelli, o que sugere uma influência de outros parâmetros nessa sobrestimação. Dessa forma, é necessário avaliar a razão desse espalhamento dos dados. Os principais fatores de influência que serão analisados serão pressão (pela razão de massa específica) e velocidade.

#### 4.2.4.1 Influência da pressão

Na figura 30 apresenta-se a distribuição dos dados parametrizada pela pressão. Pode-se verificar que um aumento na pressão de operação leva a uma redução na sobrestimação da medição de vazão de gás. Um motivo que pode explicar esse efeito é que, em pressões mais altas, o gás tende a carrear o líquido de forma mais efetiva, reduzindo a fração de área da linha ocupada pela fração líquida (*hold-up* de líquido) e levando a uma menor sobrestimação.

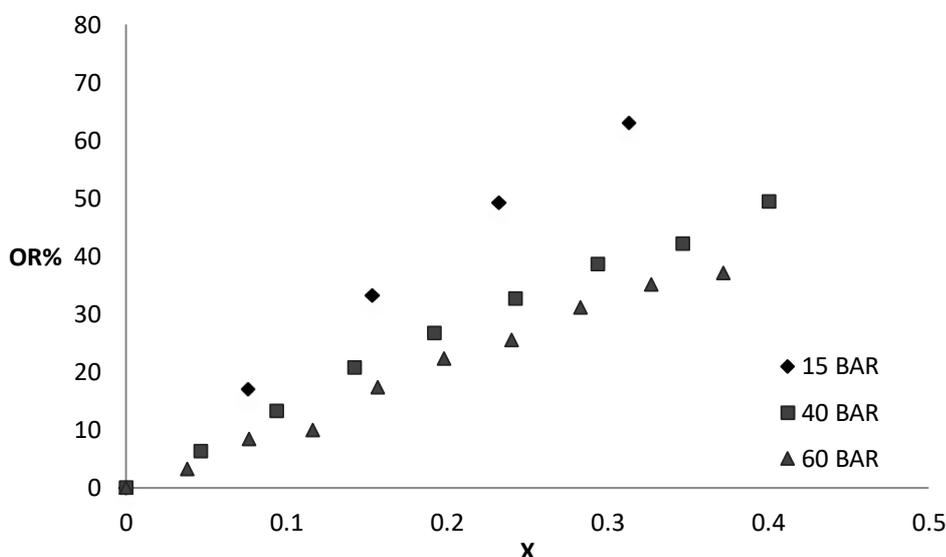
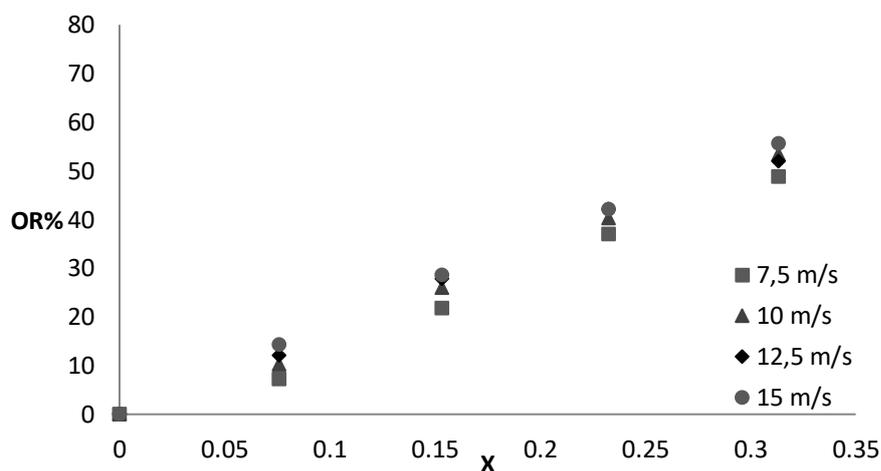


Figura 30 – Influência da pressão

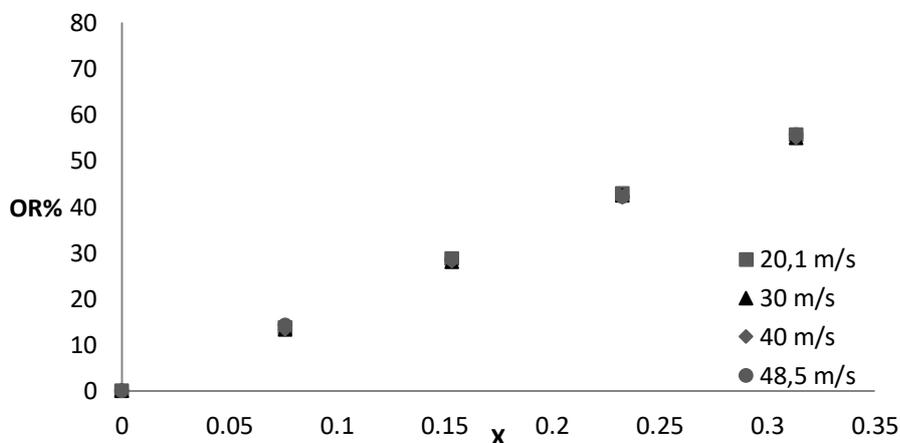
#### 4.2.4.2 Influência da velocidade do escoamento

Por meio do gráfico da figura 31 e 32, nota-se que, especialmente nos valores mais altos do parâmetro de Lockhart-Martinelli, um aumento na velocidade superficial do

gás e, por consequência, no número de Froude, leva a um aumento na sobrestimação da medição de vazão de gás. Fixando-se a pressão de operação em 15 bar tem-se claramente a influência da velocidade, nota-se a tendência de aumento no erro da medição de vazão com o aumento no número de Froude. Este efeito pode ser explicado a partir da natureza do regime de escoamento. Em velocidades mais baixas, o regime se aproxima de um fluxo estratificado, com boa parte da fase líquida escoando na parte inferior da tubulação. Nestas condições, a interface entre o gás e o líquido é pequena. À medida que a velocidade do gás se eleva, uma maior quantidade de líquido se mistura à corrente gasosa, aumentando a área de interface entre gás e líquido, e, conseqüentemente, aumentando as perdas de energia. Isso resulta, então, em um aumento na superestimação da vazão de gás.



**Figura 31 - Influência da velocidade – baixas velocidades**



**Figura 32 - Influência da velocidade – altas velocidades**

#### 4.2.4.3 Correlação

A análise dos dados e gráficos indica que uma correlação mais adequada para correção da vazão de gás deverá ser capaz de levar em consideração os parâmetros de influência observados (parâmetro de Lockhart-Martinelli, pressão de operação e velocidade do gás). Antes de iniciar a análise sobre as correlações e preciso destacar fatores importantes para a influência dos resultados.

Foi verificado que o escoamento se comporta diferente em baixas pressões. Em razões de densidade baixas existe uma tendência de a mistura bifásica apresentar títulos mais baixos do que os observados nas mesmas condições a pressões mais altas, este fato deve ser explicado devido a influência da pressão.

Este fato foi questionado por Steven [26], fato que pode ser observado pela forma como sua correlação corrige a vazão. Existe um limite de razão de densidade igual a 0,027 onde abaixo desse valor as constantes de sua correlação não se alteram e a partir desse ponto ela varia de acordo com o parâmetro de Lockhart e Martinelli e número de Froude. Steven ainda enfatiza que a baixas razões de densidade os efeitos por ela causados desaparecem, mas não explicou o porquê.

Um outro fator importante para a influência dos resultados é a comparação de vazões mássicas. As análises são feitas com base nas vazões mássicas, são confrontados os valores de vazão mássica monofásica do gás com valores da vazão mássica bifásica do gás, neste ponto é possível entender que se as vazões mássicas do gás deveriam ser iguais, mas sua velocidade será diferente. À medida que aumenta a quantidade de líquido no escoamento sem que se altere o volume e para uma mesma vazão mássica tem-se como resultado o aumento da velocidade do gás.

Desde modo a comparação entre as vazões mássicas é válida, mas é necessário levar em consideração essa mudança na velocidade mesmo está sendo pequena, pois esta diferença que compensará o volume ocupado pelo líquido.

Outra forma de analisar o problema é através da comparação das vazões volumétricas, neste caso a velocidade seria igual tanto no escoamento monofásico como no bifásico.

Como a vazão da mistura sempre se mantém a vazão volumétrica do gás decresceria de acordo com o aumento da vazão volumétrica do líquido. Com isso, a vazão mássica do gás seria tão menor quanto fosse à quantidade de líquido presente na corrente. O erro seria igual à porcentagem de líquido presente no escoamento, desconsiderando os fatores de influência.

Após obtenção de dados e cálculos das vazões, determinação da sobrestimação na medição dessa vazão devido à presença de líquido e análise dos parâmetros de influência, foi realizada então uma avaliação da eficácia das correlações existentes para correção das vazões de gás no cone invertido, em escoamento de gás úmido.

#### 4.2.4.4 Correlação de Steven

A correlação de Steven foi testada no conjunto de dados simulados a fim de avaliar sua aplicação. Essa correlação foi avaliada com os dados obtidos nas simulações e comparada com resultados dos testes realizados no NEL por Steven, de forma a validar a sua aplicação caso se reproduzam bons resultados.

As correlações de Steven são desenvolvidas para um beta específico, a utilizada foi com beta igual a 0,75. A figura 33 mostra os dados de erro na medição de vazão de gás antes da correção e após a aplicação da correlação.



## CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES

O objetivo desta dissertação foi para investigar e avaliar o desempenho do medidor tipo cone invertido, em escoamentos de gás úmido, bem como determinar seu potencial de aplicação no segmento de Exploração e Produção de petróleo e gás natural, através da aplicação de técnicas de Mecânica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* – CFD). Os resultados mostraram que o medidor foi suscetível a variação dos tipos de fluido no escoamento, sendo capaz de levar a incertezas menores, quando comparados aos demais medidores deprimogênicos, permitindo uma melhora significativa nas medições de vazão.

O problema de CFD foi estabelecido e resolvido, respeitando-se as condições de fronteiras e as hipóteses assumidas. Foram elaboradas malhas computacionais e feito a análise comportamental com base em estudos experimentais e empíricos para sua definição e escolha. As regiões de interesse foram feitas com maior grau de refinamento permitindo resultados mais estáveis. Sendo o modelo capaz de prever o processo de medição de vazão de gás úmido, os coeficientes envolvidos, fornecendo arcabouço para as análises.

As simulações mostraram, em geral, que acidentes de linha não tem efeito significativo para o medidor tipo cone invertido, sendo este pouco suscetível a curvas a montante, permitindo assim a redução de trechos retos de tubulação, uma queda de pressão permanente menor, além de permitir uma faixa de medição mais ampla. Quanto a presença de gás úmido, o desafio principal deste trabalho, o medidor teve resultados repetitivos se adaptando melhor à presença de líquidos no escoamento do que os demais medidores.

As simulações numéricas foram avaliadas e comparadas com investigação empírica, proporcionando determinação de erros e incertezas de medição. A metodologia consistiu em avaliar os valores de vazão obtidos com o medidor tipo cone das simulações, comparando aos valores dos estudos de Sing [2,24] e Steven [3,11], que se basearam num sistema de referência.

Com base nessa avaliação foi realizada uma análise com os modelos de correlações para a correção da vazão obtida através do medidor tipo cone, uma vez que foi constatada a tendência de sobrestimar a pressão diferencial e conseqüente aumento na sobrestimação da vazão de gás. Os resultados obtidos mostraram a influência que o parâmetro de Lockhart-Martinelli e o número de Froude tem sobre essa sobrestimação e conseqüentemente sobre erros encontrados nas medições. Mostrou também que a correlação de Steven, utilizada para correção dos valores de vazão, apresenta um desempenho adequado.

Assim, considerando-se a complexidade envolvida no processo de medição de vazão em escoamentos com presença de líquidos a solução estudada nesta pesquisa demonstrou confiabilidade, devido aos resultados repetitivos, e com boa exatidão. Juntando a isto o fato do medidor tipo cone ser uma tecnologia de custo relativamente baixo recomenda-se sua aplicação no segmento de Exploração e Produção de petróleo.

## **CAPÍTULO 6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

Com relação aos futuros trabalhos sobre escoamento bifásico óleo-água em tubos e considerando os resultados obtidos neste trabalho, propõem-se as seguintes sugestões:

Simulação de escoamentos horizontais usando fluidos com propriedades físicas semelhantes às do petróleo e gás natural.

Utilizar funções pré-definidas pelo usuário (UDF) com objetivo de implementar e testar novas correlações semi-empíricas disponíveis na literatura.

Aplicação dos resultados aqui apresentados para o aprimoramento das tecnologias já existentes e desenvolvimentos de novas tecnologias para medição de vazão em escoamentos bifásicos através de dispositivos baseados em pressão diferencial.

Recomenda-se também o estudo de um método que utiliza dois transmissores de pressão diferencial onde a partir das correlações de vazão, obter a vazão de gás, a vazão de líquido e o parâmetro de Lockhart-Martinelli. Os estudos e avaliações são necessárias para desenvolver e comprovar a sua eficácia.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Ferreira A. L. A. D., Tecnologia ultrassônica na medição de vazão em escoamentos incompressíveis, Tese (doutorado), Pontifca Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2010.
- [2] Singh RK, Singh S N, Seshadri V. “CFD prediction of the upstream elbow fittings on the performance of cone flowmeters”. Flow Measurement and Instrumentation, 2010.
- [3] Steven R. “Horizontally installed cone differential pressure meter wet gas flow performance”. Flow Measurement and Instrumentation, 2009.
- [4] Oliveira T. B. V., Avaliação metrológica de desempenho do medidor tipo v-cone para medição de vazão de gás úmido, Dissertação (Mestrado em Metrologia), potífica Católica do Rio de Janeiro, Centro Técnico Científico, Rio de Janeiro, 2010.
- [5] Zhang F., Dong F., Tan C., “High GVF and low pressure gas–liquid two-phase flow measurement based on dual-cone flowmeter”, Flow Measurement and Instrumentation, vol. 21, pp. 410-417, 2010.
- [6] Martinelli R.C., Lockhart R.W. “Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two component flow in tubes”, Chemical Engineering Progress, New York, vol.45, pp. 39-48, 1949.
- [7] Chisholm D., “Research note: two-phase flow through sharp-edged orifices”, J.Mech. Eng. Sci., vol.19, pp. 128-130, 1977.
- [8] Murdock J.W., “Two-phase flow measurement with orifices”, Transactions of ASME J. Basic Engineering, vol.84, pp. 419-433, 1962.
- [9] Deng H. H., Bo F. B., “Two-phase mass flow coefficient of V-Cone throttle device”, J. Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 57, pp. 77-85, 2014.
- [10] Ifft, S. A., “Installation Effects on the V-cone Flowmeter”,3rd International Symposium on Fluid Flow Measurement. San Antonio, Texas, USA, 1995.
- [11] Steven, R., “V-cone Wet Gas Metering”, North Sea Flow Measurement Workshop. Gardermoen, 2007.

- [12] ISO 5167: Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full. Geneva, 2014.
- [13] American Petroleum Institute. Manual of Petroleum Measurement Standards. First Edition, August 2005.
- [14] ASME, Wet Gas Flowmetering Guideline ASME MFC-19G-2008, New York, USA, 2008.
- [15] Vikram S., Farchy D., Agar J., Cam H., AGAR CORPORATION. Agar Multiphase Flow Meter For Wet-Gas Measurement, 2011.
- [16] Leeuw R., "Liquid correction of venturi meter readings in wet gas flow", North sea workshop, Paper 21. 1997.
- [17] Steven R., "Horizontally installed differential pressure meter wet gas flow performance review", North sea flow measurement workshop. 2006.
- [18] Stewart D, Steven R., "Wet gas metering with V-cone meters", North sea flow measurement workshop, Paper no. 4.2. 2002.
- [19] Stewart D., "Application of differential pressure meters to wet gas flow", 2nd international South East Asia hydrocarbon flow measurement workshop, 2003.
- [20] Reader-Harris M.J., Hodges D., Gibson J., "Venturi-tube performance in wet gas using different test fluids", NEL report 2005/206, 2005.
- [21] Reader-Harris M.J., "Venturi-tube performance in wet gas using different test fluids", North sea flow measurement workshop, 2006.
- [22] Steven R., "Liquid property and diameter effects on venturi meters used with wet gas flows", International fluid flow measurement symposium, 2006.
- [23] Taitel Y., Dukler A.E., "A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gasliquid flow", AIChE Journal, 1976.
- [24] Singh S., Seshadri V., Singh R., Gawhade R., "Effect of upstream flow disturbances on the performance characteristics of a V-cone flow meter", Flow Measurement and Instrumentation, vol. 17, pp. 291–297, 2006.
- [25] Tan C., Dong F., Zhang F., Li W., "Oil–Water Two-Phase Flow Measurement with a V-Cone Meter in a Horizontal Pipe", International Instrumentation and Measurement Technology Conference, Tianjin, China, 2009.

- [26] Peters R. J. W., Steven R. N., "Wet Gas Metering with V-Cone Meters", 3<sup>rd</sup> International South East Asia Hydrocarbon Flow Measurement Workshop, Cingapura, 2004.
- [27] Singh R.K., Singh S.N., Seshadri V., "Study on the effect of vertex angle and upstream swirl on the performance characteristics of cone flowmeter using CFD", *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. 20, pp. 69-74, 2009.
- [28] Hollingshead C.L., Johnson M.C., Barfuss S.L., Spall R.E., "Discharge coefficient performance of Venturi, standard concentric orifice plate, V-cone and wedge flow meters at low Reynolds numbers", *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 78, pp. 559-566, 2011.
- [29] Mouza A. A., Paras S. V., Karabelas A. J., "CFD Code Application to Wavy Stratified Gas-Liquid Flow", *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 79, pp. 561-568, 2001.
- [30] Paladino E. E., Maliska C. R., "Multi-Phase Flow Modeling in Differential Pressure Flow Meters", *Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas - ENCIT*, Caxambu, pp. 1-12, 2002.
- [31] Paladino E. E., "Estudo do Escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do Tipo Pressão Diferencial", *Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC*, 237 p., 2005.
- [32] Denghui H., Bofeng B., "Numerical investigation of wet gas flow in Venturi meter", *Flow Measurement and Instrumentation*, 2012.
- [33] McCrometer Inc.: <http://www.mccrometer.com/>
- [34] Whalley P.B, "Two-Phase Flow and Heat Transfer", Oxford University Press, 1996.
- [35] ANSYS Inc., 2009. ANSYS Fluent 12.0 Theory Guide, ANSYS Fluent, Canonsburg, Pennsylvania.
- [36] Decker, R. K., "Modelagem e Simulação Tridimensional e Transiente do Escoamento Gás-Sólido", *Dissertação de Mestrado, Unicamp, Campinas, São Paulo*, 118 p., 2003.
- [37] Boisson, N., Malin, M. R., "Numerical Prediction of Two-Phase Flow in Bubble Columns", *International Journal for Numerical*, vol. 23, pp. 1289-1310, 1996.

- [38] Xu Y., Zheng J.S., Yang H.F., Wu J.W., Li G., Li Q.Z., "Prediction of air discharge coefficient for cone flowmeter based on Rng k-e Turbulence model", Journal of Tianjin University Science and Technology, 2008.
- [39] Peters R.J.W., Steven R., Caldwellb S., JohansenbB., "Testing the Wafer V-Cone flowmeters in accordance with API 5.7 "Testing Protocol for Differential Pressure Flow Measurement Devices" in the CEESI Colorado test facility", Flow Measurement and Instrumentation, vol. 17, pp. 247-254, 2006.