



Universidade Federal
de Campina Grande

Tese de Doutorado

**ESTUDO DO ESCOAMENTO MULTIFÁSICO,
TRANSIENTE E NÃO ISOTÉRMICO EM OLEODUTOS
COM CONEXÕES CURVADAS COM OU SEM
VAZAMENTOS**

BONIEK EVANGELISTA LEITE

Orientadores: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto
Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Campina Grande, agosto de 2016
PB- Brasil

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE CENTRO
DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA DOUTORADO EM
ENGENHARIA DE PROCESSOS**

Tese de Doutorado

**ESTUDO DO ESCOAMENTO MULTIFÁSICO,
TRANSIENTE E NÃO ISOTÉRMICO EM OLEODUTOS
COM CONEXÕES CURVADAS COM OU SEM
VAZAMENTOS**

Tese de Doutorado submetida à Coordenação do Curso de Doutorado em Engenharia de Processos da Universidade Federal de Campina Grande como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Doutor em Engenharia de Processos.

Campina Grande, agosto de 2016
PB- Brasil

L533e

Leite, Boniek Evangelista.

Estudo do escoamento multifásico, transiente e não isotérmico em oleodutos com conexões curvadas com ou sem vazamentos / Boniek Evangelista Leite. – Campina Grande, 2016.
122 f.: il. color.

Tese (Doutorado em Engenharia de Processos) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciência e Tecnologia, 2016.

"Orientação: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto; Coorientação: Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima".


Referências.

1. Escoamento Multifásico. 2. Vazamento. 3. Conexão Curvada. 4. Escoamento Trifásico. I. Farias Neto, Severino Rodrigues de. II. Antonio Gilson Barbosa de. III. Título.


CDU 66.096.5(043)

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA DA TESE DE DOUTORADO DE
BONIEK EVANGELISTA LEITE APRESENTADA AO PROGRAMA DE PÓS-
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PROCESSOS DO CENTRO DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE CAMPINA GRANDE.


Tese de doutorado aprovada em 31 de agosto de 2016.




Prof. Dr. Severino Rodrigues Farias Neto
UAEQ/CCT/UFCG
(Orientador)



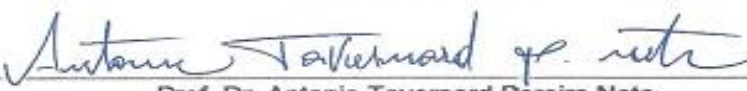
Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima
UAEM/CCT/UFCG
(Orientador)



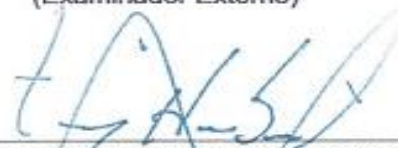
Prof. Dr. Fernando Fernandes Vieira
DESA/CCT/UEPB
(Examinador Externo)



Prof. Dr. Jose Nilton Silva
UAEQ/CCT/UFCG
(Examinador Externo)



Prof. Dr. Antonio Tavernard Pereira Neto
UAEQ/CCT/UFCG
(Examinador Externo)



Prof. Dr. Tony Herbert Freire de Andrade
UAEPetro/CCT/UFCG
(Examinador Externo)

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha mãe Jailza Rodrigues Evangelista, aos meus irmãos Rhafael e Larissa Evangelista Leite.

AGRADECIMENTOS

A Deus pela saúde e oportunidade de realizar este trabalho.

Ao meus pais pelo apoio e incentivo durante toda minha vida.

Aos meus irmãos pelo apoio e incentivo para realização desse trabalho.

Aos companheiros de Laboratório Wanessa Raphaella, Daniela Passos, Carlos Mota, Carlos Albuquerque, Morgana de Vasconcellos, Lígia Rafaely, pelo apoio para a realização desse trabalho.

Aos meus orientadores Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto e Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima, pela paciência, apoio e confiança para realização desse trabalho.

Ao Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem, LPFI/UAEQ/UFCG e ao Laboratório Computacional em Térmica e Fluidos, LCTF/UAEM/UFCG, que colocaram à minha disposição os recursos necessários para o desenvolvimento deste trabalho.

À PETROBRÁS pelo fomento para o desenvolvimento desta pesquisa, bem como ao seu Programa de Recursos Humanos (PRH-25) por todo o esforço e investimento na capacitação de seus bolsistas.

Ao CNPQ, Capes e FINEP pelo apoio financeiro.

RESUMO

A produção de petróleo e gás natural em campos *onshore* e *offshore* é caracterizada pelo escoamento multifásico em dutos e tubulações. Todo processo produtivo de petróleo e gás natural está submetido ao risco de acidentes, com isso ocasionando danos elevados ou irreparáveis a natureza e econômicos. Tem-se a necessidade de identificação de vazamentos, em uma tubulação de transporte de óleo e gás, em virtude do rigor cada vez maior das normas e agências ambientais. Neste sentido, este trabalho tem como objetivo o estudo da simulação numérica do escoamento multifásico, transiente e não isotérmico em oleodutos com conexões curvadas acopladas e vazamentos, utilizado o *software* comercial *ANSYS-CFX*[®] 15.0. Foram analisadas as distribuições de pressão, velocidade e fração volumétrica, e queda de pressão para escoamentos monofásicos (óleo), bifásicos (óleo - água) e trifásicos (óleo-água e gás). Os resultados indicam que o raio de curvatura teve maior influência nos seguintes aspectos campo de pressão, campo de velocidade e queda de pressão. O regime de escoamento teve maior relevância na avaliação da queda de pressão e distribuição da fração volumétrica.

Palavras Chaves: escoamento multifásico, vazamento, conexão curvada, escoamento trifásico.

ABSTRACT

Oil and natural gas production in onshore and offshore fields characterized by multiphase flow in pipelines and pipelines. Every oil and natural gas production process is subject to the risk of accidents, causing high or irreparable damage to nature and economy. There is a need to identify leaks in an oil and gas transport pipeline, due to the increasing rigor of environmental standards and agencies. In this sense, this work aims to study the numerical simulation of multiphase, transient and non-isothermal flow in pipelines with coupled curved curves and leaks, used in the commercial software ANSYS-CFX® 15.0. Pressure, velocity and volumetric fraction distributions and pressure drop for single-phase (oil), two-phase (oil-water) and three-phase (oil-water and gas) flows analyzed were. The results indicate that the radius of curvature had greater in the following results the pressure field, the velocity field and the pressure drop. The type of flow had greater production in the evaluation of pressure drop and distribution of the volumetric fraction.

Keywords: multiphase flow, leak, curved connection, three-phase flow.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura.2.1. Qualidade do Óleo e seus Rendimentos.....	10
Figura.2.2. Representação do esquema da fase contínua (α) e fase dispersa (β) presentes no escoamento.....	12
Figura.2.3. Trajetória da partícula.....	14
Figura.2.4. Conexão curvada.....	20
Figura.2.5. Escoamento em uma curva.....	21
Figura.2.6. Coeficientes de perda localizada para curvas com 90°.....	21
Figura.2.7. Arranjo Experimental.....	22
Figura.2.8. Tubo curvado.....	23
Figura.2.9. Malha Numérica.....	23
Figura.2.10. Vazamento em Duto.....	24
Figura.2.11. Causa de ocorrência de vazamentos.....	25
Figura.2.12. Acidente Nordic Marita.....	26
Figura.2.13. Transitório obtido por Braga.....	27
Figura.2.14. Tubulação com Vazamento.....	28
Figura.2.15. Métodos acústicos.....	31
Figura.2.16. Camada limite térmica.....	36
Figura.2.17. Deposição de parafina.....	37
Figura.2.18. Perfil de velocidade do regime turbulento.....	45
Figura.3.1. Esquema da tubulação.....	51
Figura.3.2. Raios de curvatura 100,150 e 200 mm.....	52

Figura.3.3. Diâmetro do vazamento.....	52
Figura.3.4. Blocação da tubulação raio 100 mm.....	53
Figura.3.5. Malha numérica da tubulação raio 100 mm.....	54
Figura.4.1. Esquema da medição do comprimento hidrodinâmico e do comprimento usado para o cálculo da queda de pressão.....	60
Figura.4.2. Comparação do perfil de velocidade do óleo para escoamento bifásico e turbulento após o comprimento hidrodinâmico.....	60
Figura.4.3. Comparação do perfil de velocidade do óleo para escoamento trifásico e turbulento após o comprimento hidrodinâmico.....	61
Figura.4.4. Campo de pressão caso 1 r100 mm monofásico.....	63
Figura.4.5. Campo de pressão caso 2 r150 mm monofásico.....	64
Figura.4.6. Campo de pressão caso 2 r200 mm monofásico.....	65
Figura.4.7. Esquema de medição de pressão ao longo do ramal superior.....	66
Figura.4.8. Gráfico da queda de pressão no ramal.....	67
Figura.4.9. Campo de velocidade caso 1 r100 mm monofásico.....	68
Figura.4.10. Campo de velocidade caso 2 r150 mm monofásico.....	69
Figura.4.11. Campo de velocidade caso 3 r200 mm monofásico.....	70
Figura.4.12. Esquema de tomada de pressão.....	71
Figura.4.13. Queda de pressão com vazamento.....	72
Figura.4.14. Campo de pressão caso 10 r100 mm bifásico.....	74
Figura.4.15. Campo de pressão caso 11 r150 mm bifásico.....	75
Figura.4.16. Campo de pressão caso 12 r200 mm bifásico.....	76
Figura.4.17. Gráfico da queda de pressão no ramal horizontal.....	78

Figura.4.18. Campo de velocidade caso 10 r100 mm bifásico.....	79
Figura.4.19. Campo de velocidade caso 11 r150 mm bifásico.....	80
Figura.4.20. Campo de velocidade caso 12 r200 mm bifásico.....	81
Figura.4.21. Queda de pressão com vazamento.....	83
Figura.4.22. Curvatura tubulação com raio de 100 mm bifásico.....	84
Figura.4.23. Curvatura tubulação com raio de 150 mm bifásico.....	84
Figura.4.24. Curvatura tubulação com raio de 200 mm bifásico.....	85
Figura.4.25. Fração volumétrica óleo caso 10.....	86
Figura.4.26. Fração volumétrica óleo caso 11.....	87
Figura.4.27. Fração volumétrica óleo caso 12.....	88
Figura.4.28. Campo de pressão caso 13 r100 mm trifásico.....	89
Figura.4.29. Campo de pressão caso 14 r150 mm trifásico.....	90
Figura.4.30. Campo de pressão caso 15 r200 mm trifásico.....	91
Figura.4.31. Gráfico da queda de pressão no escoamento trifásico.....	93
Figura.4.32. Campo de velocidade caso 13 r100 mm trifásico.....	94
Figura.4.33. Campo de velocidade caso 14 r150 mm trifásico.....	95
Figura.4.34. Campo de velocidade caso 15 r200 mm trifásico.....	96
Figura.4.35. Gráfico da queda de pressão no ramal trifásico.....	97
Figura.4.36. Vazamento da tubulação do caso 13 com raio de 100 mm escoamento trifásico.....	99
Figura.4.37. Vazamento da tubulação do caso 14 com raio de 150 mm escoamento trifásico.....	99
Figura.4.38. Vazamento da tubulação do caso 15 com raio de 200 mm escoamento trifásico.....	100

Figura.4.39. Fração volumétrica óleo caso 13.....	101
Figura.4.40. Fração volumétrica água e gás caso 13.....	101
Figura.4.41. Fração volumétrica óleo caso 14.....	102
Figura.4.42. Fração volumétrica água e gás caso 14.....	102
Figura.4.43. Fração volumétrica óleo caso 15.....	103
Figura.4.44. Fração volumétrica água e gás caso 15.....	104
Figura.4.45. Campo de temperatura caso 16 r100 mm.....	105
Figura.4.46. Campo de temperatura caso 17 r150 mm.....	106
Figura.4.47. Campo de temperatura caso 18 r200 mm.....	107
Figura.4.48. Perfil de temperatura caso 16 r100 mm.....	108
Figura.4.49. Perfil de temperatura caso 17 r150 mm.....	109
Figura 4.50. Perfil de temperatura caso 18 r200 mm.....	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Classificação dos óleos existentes segundo a Agência Nacional do Petróleo.....	8
Tabela 2 Principais métodos de detenção de vazamentos.....	32
Tabela 3 Relação entre o número de Reynolds e o fator " n " para o escoamento turbulento.....	44
Tabela 4 Dimensões das geometrias.....	52
Tabela 5 Propriedades dos fluidos.....	55
Tabela 6 Resumo das condições de contorno adotadas para o problema em estudo.....	55
Tabela 7 Casos isotérmico estudados para validação do modelo matemático.....	56
Tabela 8 Casos escoamento multifásico isotérmico estudados.....	56
Tabela 9 Casos escoamento multifásico não isotérmico estudados.....	57
Tabela 10 Comparação da perda de carga.....	60

NOMENCLATURA

Letras Latinas

$A_{\alpha\beta}$	Densidade de área interfacial	$[m^{-1}]$
C_1	Constante do modelo de turbulência $k-\varepsilon$	$[-]$
C_2	Constante do modelo de turbulência $k-\varepsilon$	$[-]$
c_{μ}	Constante empírica do modelo de turbulência $k-\varepsilon$	$[-]$
c_{μ}	Constante empírica do modelo de turbulência $k-\varepsilon$	$[-]$
C_D	Coefficiente de arraste	$[-]$
$c_{\alpha\beta}^{(h)}$	Coefficiente de transferência de calor volumétrico	$[W \cdot m^{-3} \cdot K]$
C_P	Capacidade calorífica	$[J \cdot K^{-1}]$
CP_{α}	Capacidade calorífica da fase <i>alfa</i>	$[J \cdot K^{-1}]$
$CP_{\alpha\beta}$	Capacidade calorífica da mistura	$[J \cdot K^{-1}]$
D	Diâmetro do tubo	$[m]$
d	Diâmetro da fase dispersa	$[m]$
d_{α}	Diâmetro médio da partícula <i>alfa</i>	$[m]$
d_{β}	Diâmetro médio da partícula <i>beta</i>	$[m]$
$d_{\alpha\beta}$	Coefficiente de escala de comprimento interfacial (de mistura)	$[m]$
f	Fração volumétrica	$[-]$
f_{α}	Fração volumétrica da fase <i>alfa</i>	$[-]$
f_{β}	Fração volumétrica da fase <i>beta</i>	$[-]$
f_o	Fração volumétrica de óleo	$[-]$
f_a	Fração volumétrica de água	$[-]$
f_{η}	Função normalizadora	$[-]$
G_{α}	Geração de energia cinética turbulenta no interior da fase <i>alfa</i>	$[Kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-3}]$

g	Aceleração da gravidade terrestre	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
k	Energia cinética turbulenta	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}]$
k_α	Energia cinética turbulenta para fase <i>alfa</i>	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}]$
l_α	Comprimento de escala espacial	$[-]$
M_α	Forças interfaciais agindo na fase <i>alfa</i>	$[\text{N}\cdot\text{m}^2]$
N_P	Número total de fases	$[-]$
n	Expressão em função do número de Reynolds	$[-]$
P	Pressão	$[\text{Pa}]$
p_{stat}	Pressão estática (termodinâmica)	$[\text{Pa}]$
P_{tot}	Pressão total	$[\text{Pa}]$
Pr	Número de Prandtl	$[-]$
$Pr_{\alpha\beta}$	Número de Prandtl da mistura	$[-]$
L	Distância entre transdutores	$[\text{m}]$
Re	Número de Reynolds	$[-]$
$Re_{\alpha\beta}$	Número de <i>Reynolds</i> da partícula	$[-]$
r	Posição radial no tubo	$[\text{m}]$
R	Raio do tubo	$[\text{m}]$
S	<i>Holdup ratio</i> ou deslizamento	$[-]$
S_α	Termo fonte de energia	$[-]$
S_M	Fonte de momento devido à força de corpo externa	$[-]$
$S_{MS\alpha}$	Fonte de massa específica	$[\text{N}/\text{m}^3]$
t	Tempo	$[\text{s}]$
\vec{U}	Vetor velocidade	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
U	Velocidade	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
\vec{U}_α	Vetor velocidade da fase <i>alfa</i>	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
\vec{U}_β	Vetor velocidade da fase <i>beta</i>	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
\vec{u}	Velocidade média	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$

\vec{u}_{\max}	Velocidade máxima no centro do tubo	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
v	Velocidade de propagação da onda de pressão	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
v	Volume	$[\text{m}^3]$

Letras Gregas

α, β	Fases envolvidas	$[-]$
ε	Taxa de dissipação turbulenta	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}]$
ε_{α}	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta da fase <i>alfa</i>	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}]$
Φ	Quantidade transportada em um processo	$[-]$
Φ_{α}	Quantidade da fase <i>alfa</i> transportada no processo	$[-]$
ρ	Densidade	$[\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
ρ_{α}	Densidade da fase <i>alfa</i>	$[\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
$\bar{\rho}_{\alpha}$	Densidade efetiva da fase <i>alfa</i>	$[\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
$\rho_{\alpha\beta}$	Densidade de mistura	$[\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
μ_{α}	Viscosidade dinâmica da fase <i>alfa</i>	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
$\mu_{\alpha\beta}$	Viscosidade da mistura	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
$\mu_{t\alpha}$	Viscosidade turbulenta	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
σ_k	Constante do modelo de turbulência <i>k</i>	$[-]$
σ_{ε}	Constante do modelo de turbulência ε	$[-]$
λ	Condutividade térmica	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
λ_{α}	Condutividade térmica da fase <i>alfa</i>	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
$\lambda_{\alpha\beta}$	Condutividade térmica da mistura	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
Γ	Taxa de fluxo de massa por unidade de volume	$[\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}^{-1}]$
$\Gamma_{\alpha\beta}$	Termo de difusividade	$[\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}^{-1}]$
$\Gamma_{\alpha\beta}^+$	Taxa positiva de fluxo de massa por unidade de volume da fase <i>beta</i> para a fase <i>alfa</i>	$[\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}^{-1}]$

$\Gamma_{\beta\alpha}^+$ Taxa positiva de fluxo de massa por unidade de volume da fase α para a fase β [Kg·m⁻³·s⁻¹]

Letras Especiais

∇ Operador nabla [-]

$\frac{\partial}{\partial t}$ Derivada parcial com relação ao tempo [s⁻¹]

SUMÁRIO

1.0 Introdução	5
1.1 Objetivo geral	6
1.2 Objetivos específicos	6
2.0 Revisão bibliográfica	8
2.1 Óleos pesados	8
2.2 Escoamento multifásico	9
2.2.1 Modelagem do escoamento multifásico	13
2.2.2 Modelo de turbulência	16
2.3 Estado da arte sobre de escoamento em tubos	17
2.4 Escoamento em conexões curvadas	19
2.5 Vazamentos em dutos de petróleo	23
2.5.1 Considerações gerais	23
2.5.2 Métodos de detecção de vazamentos	28
2.6 Escoamento não isotérmico	34
2.7 Modelagem matemática para escoamento de fluidos	37
2.7.1 Escoamento multifásico	37
2.7.2 Equacionamento para modelos de turbulência	43
2.7.3 Escoamento monofásico em dutos	44
2.7.3.1 Considerações hidrodinâmicas	44
2.7.3.2 Equacionamento da perda de carga em dutos curvados	45
2.7.3.3 Equacionamento para escoamento não isotérmico	48
3.0 Metodologia	50
3.1 Descrição da geometria do problema – domínio físico	50
3.2 Geração da malha numérica	52
3.3 Modelo matemático	53
4.0 Resultados e discussão	58
4.1 Validação (duto sem vazamento)	58
4.2 Avaliação do escoamento monofásico	60
4.2.1 Campo de pressão (duto sem vazamento)	61
4.2.2 Queda de pressão (duto sem vazamento)	64
4.2.3 Campo de velocidade (duto sem vazamento)	66
4.2.4. Queda de pressão (duto com vazamento)	70
4.3 Avaliação do escoamento bifásico	72
4.3.1 Campo de pressão (duto sem vazamento)	72
4.3.2 Queda de pressão (duto sem vazamento)	76
4.3.3 Campo de velocidade (duto sem vazamento)	77
4.3.4 Queda de pressão (duto com vazamento)	81
4.3.5 Campo de fração volumétrica	84
4.4 Avaliação do escoamento trifásico	88
4.4.1 Campo de pressão (sem vazamento)	88
4.4.2 Queda de pressão (duto sem vazamento)	91
4.4.3 Campo de velocidade (duto sem vazamento)	93
4.4.4. Queda de pressão (duto com vazamento)	97

4.4.5. Fração volumétrica	100
4.4.6. Campo de temperatura (duto sem vazamento)	105
4.4.7. Perfil de temperatura	109
5.0 Conclusões e sugestões para futuras pesquisas	112
5.1 Conclusões	112
5.2. Sugestões para trabalhos futuros	113
REFERÊNCIAS	114

1.0 INTRODUÇÃO

Na indústria petrolífera é utilizado tubulações para transportar óleo e gás natural por longas distâncias, por ser o meio de transporte mais eficiente para grandes volumes de fluidos.

A produção de petróleo e gás natural em campos *onshore* e *offshore* é caracterizada pelo escoamento multifásico em tubulações, e estas são interligados por vários equipamentos como cabeças de poços, bombas, compressores, plataformas de processamento, entre outros. Em todo esse percurso o petróleo está submetido a condições adversas, como gradientes de pressões elevados, trocas térmicas, o que caracteriza condições de escoamento transiente.

Todo processo produtivo de petróleo e gás natural está submetido ao risco de acidentes, o que leva ao derramamento de óleo ao meio ambiente, com isso ocasionando danos elevados ou irreparáveis a natureza. Os acidentes que resultam em vazamentos são relacionados a vários fatores como, por exemplo, falhas estruturais em equipamentos, falhas humanas na operação dos equipamentos e outros fatores como relata PHSMA (2012).

Quando uma tubulação apresenta vazamento, há uma perturbação no escoamento, essa variação se dá pela queda de pressão no duto, e isso ocasiona uma queda de pressão no escoamento, em decorrência da perda de massa para o meio externo.

É importante ressaltar que no início do vazamento ocorre uma onda de pressão na direção montante e jusante do vazamento com propagação na velocidade do som. A necessidade de identificar e localizar vazamentos em tubulações é importante para a viabilidade da operação de produção de óleo e gás, pois com o aumento do rigor da legislação ambiental, com as pesadas taxas impostas, há uma necessidade cada vez maior em detectar o mais rápido possível o vazamento com o intuito de minimizar os danos causados ao meio ambiente.

A facilidade de identificação do vazamento, em uma tubulação de transporte de óleo e gás é definida pelo seu tamanho.

Em geral os métodos de detecção de vazamentos são exemplificados em; inspeção visual, métodos acústicos, sensores infravermelhos, pressão negativa e mudanças de pressão ou de fluxo entre outros (AZEVEDO, 2009).

Na literatura são reportados vários trabalhos que envolvem fluidodinâmica computacional escoamento multifásico, a grande maioria utilizando modelos uni e bidimensionais e poucos trabalhos utilizam modelos tridimensionais (YANG, L *et al.* 2007; WU *et al.* 2007; SOUZA 2010; RIBEIRO 2008; CAZAREZ *et al.* 2010; POESIO *et al.* 2009).

A bibliografia referente à detecção de vazamentos utilizando modelos computacionais é escassa e necessita de uma abordagem mais ampla para auxiliar na tomada de decisões mais seguras e acertadas, no projeto de dutos, e na detecção de vazamentos.

Neste sentido, este trabalho pretende dar uma contribuição no estudo do escoamento multifásico (óleo-água-gás) transiente e não isotérmico em oleodutos com conexões curvadas acopladas e vazamento, avaliando os aspectos termofluidodinâmicos.

1.1 OBJETIVO GERAL

Estudar numericamente o escoamento multifásico não isotérmico de óleo água e gás em conexões curvadas com ou sem vazamento de pequeno diâmetro.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Como objetivo específicos pode-se citar:

- Aplicar uma modelagem matemática baseada nas equações de conservação da massa, momento linear e energia para prever o

comportamento termofluidodinâmico do escoamento de óleo-água-gás em um oleoduto;

- Simular via *software ANSYS CFX* uma tubulação com escoamento trifásico em condição não isotérmica.
- Avaliar a interferência dos parâmetros operacionais (temperatura, fração volumétrica e velocidades das fases óleo, água e gás) sobre o comportamento termofluidodinâmico dos fluidos em tubulações com conexões curvadas com ou sem vazamento;
- Verificar o efeito do raio de curvatura da conexão, tipo joelho, sobre o escoamento e a pressão no interior da tubulação com e sem vazamento, considerando os regimes isotérmico e não isotérmico;
- Comparar os resultados numéricos com os dados disponibilizados na literatura, a fim de validar os resultados numéricos.

2.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ÓLEOS PESADOS

A produção de petróleo pode ocorrer tanto em campos *onshore* como em ambientes *offshore*; as propriedades do petróleo apresentam variações em decorrência da sua formação geológica. As propriedades termofluidodinâmicas têm dependência na sua formação em decorrência das condições térmicas e químicas nas quais o petróleo é submetido.

As propriedades físicas do petróleo de interesse na indústria petrolífera são a densidade e viscosidade do óleo, pois a primeira tem grande utilidade para o refino e a segunda tem interesse no transporte em tubulações.

O setor normatizou um parâmetro para classificação de óleos, definido pelo *American Petroleum Institute* que é o grau API. Este é uma relação inversamente proporcional à densidade, com isso o óleo que apresentar maior grau API tem menor densidade, com mostrada na Equação 1.

$$^{\circ}API = \left(\frac{141,5}{DR} \right) - 131,5 \quad (1)$$

Na equação 1, o termo *DR* é a densidade relativa do óleo (densidade do óleo/densidade da água) a 60/60°F.

A Tabela 1 mostra a classificação dos óleos segundo a Agência Nacional do Petróleo (ANP).

Tabela 1. Classificação dos óleos existentes segundo a Agência Nacional do Petróleo.

Classificação °API (Grau API)			
Óleo leve	Óleo médio	Óleo pesado	Óleo ultra pesado
≥ 31,1	22,3 - 31,1	12 – 22,3	≤ 12

Fonte: ANP (Agência Nacional do Petróleo, Gás e Biocombustíveis) 2007.

Esses óleos surgiram em formações rochosas profundas e migraram para a região da superfície onde sofreram ação das bactérias, degradação pela intempérie e mudança de fase dos hidrocarbonetos leves. Eles são ricos em

metais pesados e apresentam altos teores de carbono e enxofre, o que encarece seu refino (SANTOS, 2010).

Tendo em vista o cenário que as reservas de óleos convencionais (leves) vão se esgotando, a importância dos óleos pesados tende a crescer rapidamente, como se observa nos dados: os recursos mundiais de óleo pesado e extrapesado (densidade API inferior a 10) *in place* somam 6 trilhões de barris, volume cerca de três vezes maior que o total de óleo convencional, do qual metade já foi produzido. No ano de 2000, do total de 25 bilhões de barris produzidos no mundo, os óleos pesados responderam por apenas 3 bilhões de barris (FERREIRA, 2012).

A alta densidade e viscosidade, a maior parte deste óleo encontra-se sob uma lâmina de água com mais de 1000 m, o que exige tecnologias sofisticadas e caras para sua extração. Este fato pode conduzir uma menor produtividade do reservatório de óleos pesados se comparado com a produção de óleos leves do tipo *Brent* (ANDRADE, 2008).

Óleos leves convencionais produzem maior quantidade de produtos de frações leves, o que faz com que estes tenham maior valor agregado. A partir deste cenário há uma necessidade de que se desenvolva técnicas de refino para extrair maiores quantidade de derivados leves de óleos pesados. Na Figura 2.1 mostra o rendimento de cada tipo de óleo.

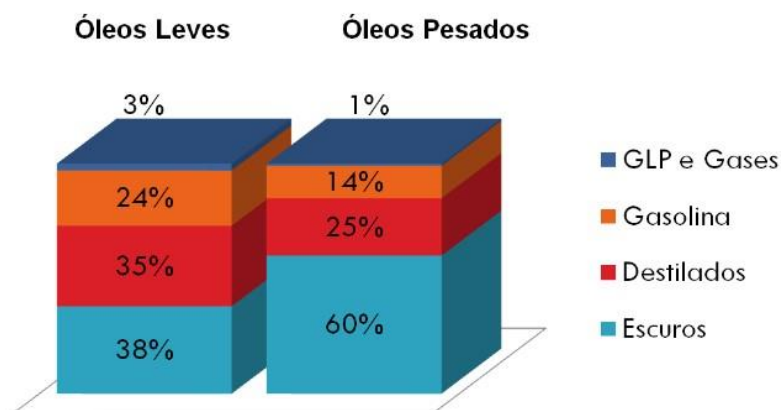
2.2 ESCOAMENTO MULTIFÁSICO

O escoamento multifásico está presente em vários setores industriais, como por exemplo, o setor químico, alimentício e petrolífero. Segundo ROSA (2012), o escoamento multifásico é aplicado quando mais de uma fase está escoado simultaneamente.

Na produção de petróleo, por exemplo, não existe uma distinção rigorosa entre fase e componente. Por exemplo, quando se refere ao escoamento de óleo, água e gás, chamado de fluxo multifásico, na verdade trata-se de um escoamento bifásico, onde uma das fases é gasosa e a outra líquida, mas que

apresenta três componentes (água, óleo e gás) (ROSA, 2012). É importante distinguir um escoamento multifásico de um escoamento multicomponente.

Figura 2.1 Qualidade do Óleo e seus Rendimentos Fonte: Elaboração de Uller com base em SHORE e HACKWORTH (2002).



Um escoamento tipo multicomponentes consiste de uma mistura de espécies químicas que são misturadas em nível molecular. Nesses casos, um único campo para a velocidade, temperatura, entre outros, são resolvidos para o fluido. São exemplos, misturas gasosas e solutas nos líquido (CFX-Theory Manual, 2008).

No escoamento multifásico, os fluidos são estudados em uma mistura na escala macroscópica de comprimento, muito maior do que molecular. São exemplos de escoamento multifásico: bolhas de gás em um líquido, gotas de líquido em um gás, ou em outro líquido imiscível (SILVA, 2012).

A exploração de reservatórios de óleo e gás sob lamina d'água profundas (maior do que 500 metros) e ultra profundas (além de 1500 metros), e a crescente utilização de perfuração horizontal impõem o emprego de oleodutos de grandes comprimentos, da ordem de quilômetros de extensão. Nesses oleodutos ocorre o transporte de misturas trifásicas diretamente do poço até a sonda de produção onde há separação das fases.

Como se sabe, o comportamento do escoamento simultâneo de duas fases no interior de uma tubulação é muito mais complexo que o comportamento de um escoamento monofásico (RIBEIRO, 2008).

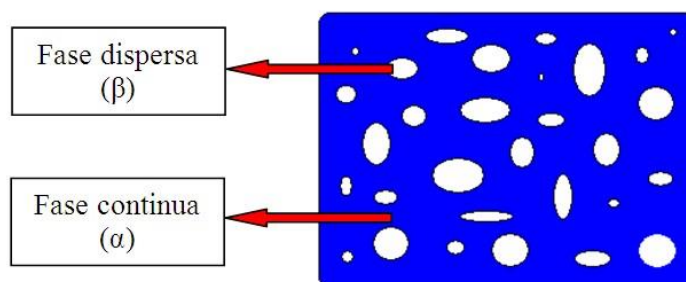
A quantidade de informação necessária para realizar uma análise em um escoamento multifásico é grande. A complexidade do escoamento multifásico pode ser compreendida ao se comparar com um escoamento monofásico. Um escoamento isotérmico de duas fases requer aproximadamente o dobro de variáveis requeridas pelo escoamento monofásico, o dobro de equações constitutivas para fechamento do conjunto de equações e o dobro do conhecimento da viscosidade e densidade das fases (ROSA, 2012).

O equacionamento do escoamento multifásico pode ser realizado em termos das equações de conservação da massa, conservação da quantidade de movimento e conservação da energia.

Os componentes presentes no escoamento multifásico são classificados em fase contínua e fase dispersa ou particulada. Para a segunda, tem-se diferentes configurações geométricas das partículas, como exemplos: esféricas, elipsoidais entre outras formas.

A Figura 2.2 ilustra o esquema de uma fase contínua representada pela letra α , e uma fase dispersa representada pela letra β , presentes no escoamento.

Figura 2.2 Representação do esquema da fase contínua (α) e fase dispersa (β) presentes no escoamento. Fonte: SILVA (2012).



A transferência de quantidade de movimento, energia térmica, transferência de massa, entre outros fenômenos ocorre na interface entre as fases, que dificulta a modelagem do problema físico, devido à complexidade do escoamento.

Na literatura poucos trabalhos relacionados ao tema de estudo escoamento trifásico, tem sido encontrado. Desses, alguns estão citados a seguir:

WEGMANN *et al.* (2007) apresentaram um estudo experimental do escoamento trifásico (líquido-líquido-gás) em dutos com diâmetros de 5,6 mm e 7 mm. Com um óleo de viscosidade $4,5 \times 10^{-3}$ Pa.s e densidade $818,5 \text{ kg/m}^3$ a $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Os autores observaram que o decréscimo do diâmetro da tubulação, provocou mudanças nos mapas de fluxo e também nos limites de transição das fases, de dispersa para contínua. Foram observados vários padrões de escoamento, entre eles o anular-intermitente e o disperso-anular. No primeiro, a água forma um filme contínuo na parede do duto, e o óleo se apresenta na forma de um núcleo contínuo que escoar no centro do duto. No segundo padrão (Disperso-Anular), o gás forma um núcleo contínuo no centro do duto e a fase líquida (água-óleo) se apresenta na forma dispersa nas paredes do duto. Este padrão é observado para velocidades superficiais do gás próximas de $6,77 \text{ m/s}$, e para baixas velocidades das fases líquidas.

DESCAMPS *et al.* (2007) realizaram um estudo experimental de escoamento trifásico, óleo, água e gás, em um tubo vertical, a fim de estudar a técnica de gás *lift* para os fluxos de água-óleo. Foi dada especial atenção ao fenômeno de inversão de fases, em que a fase contínua passa para a fase dispersa e vice-versa. Ao utilizar diferentes tipos de injetores de gás, foi estudada a influência da injeção de gás, e a formação de bolhas, sobre a eficiência da técnica de *gás-lift* (em particular no ponto de inversão de fase). Verificou-se que a injeção de gás, não altera de forma significativa a concentração crítica de óleo e água, onde ocorre a inversão de fase.

CAZAREZ *et al.* (2010) realizaram um trabalho de modelagem numérica de um escoamento trifásico óleo-água-gás em um duto vertical, com fluxo ascendente. Para melhorar o modelo, os autores afirmaram que a questão chave era adequar as forças de arrasto de todas as fases, e concluíram que a força de arrasto do gás no escoamento é de magnitude igual à do óleo no duto.

ANDRADE *et al.* (2011) realizaram um trabalho de simulação numérica de um escoamento trifásico óleo-água-gás em uma tubulação curvada de 15 cm de diâmetro e um comprimento 6 m , acoplada há uma conexão curvada de raio 20 cm com paredes rugosa. Nessa pesquisa foi utilizado o modelo de turbulência k

ε. Os autores chegaram à conclusão que, a injeção de água em torno de 21% do fluxo mássico total foi suficiente para manter o padrão de escoamento anular, consequentemente reduzir a perda de pressão por fricção.

XU *et al.* (2012) realizaram um estudo experimental de escoamento trifásico em tubo vertical com 50 mm de diâmetro. Os experimentos foram realizados com a velocidade de entrada das fases: água de 0 a 0,885 m/s, óleo de 0 a 0,90 m/s, e de gás 0 - 0,85 m/s. A fim de investigar a influência da injeção de gás em um escoamento bifásico óleo-água, foram medidos a média das frações das fases *in situ* e o gradiente de pressão. Em comparação com o fluxo de óleo-água, a presença de gás diminuiu consideravelmente o gradiente de pressão. Os autores confirmaram que o gradiente de pressão total foi reduzido.

Com base no levantamento bibliográfico realizado percebeu-se que há poucos trabalhos na literatura que abordem o escoamento trifásico. Em geral, a grande maioria dos trabalhos é experimental, o que mostra a necessidade de uma maior abordagem teórica dos fenômenos que ocorrem nesse tipo de escoamento.

2.2.1 MODELAGEM DO ESCOAMENTO MULTIFÁSICO

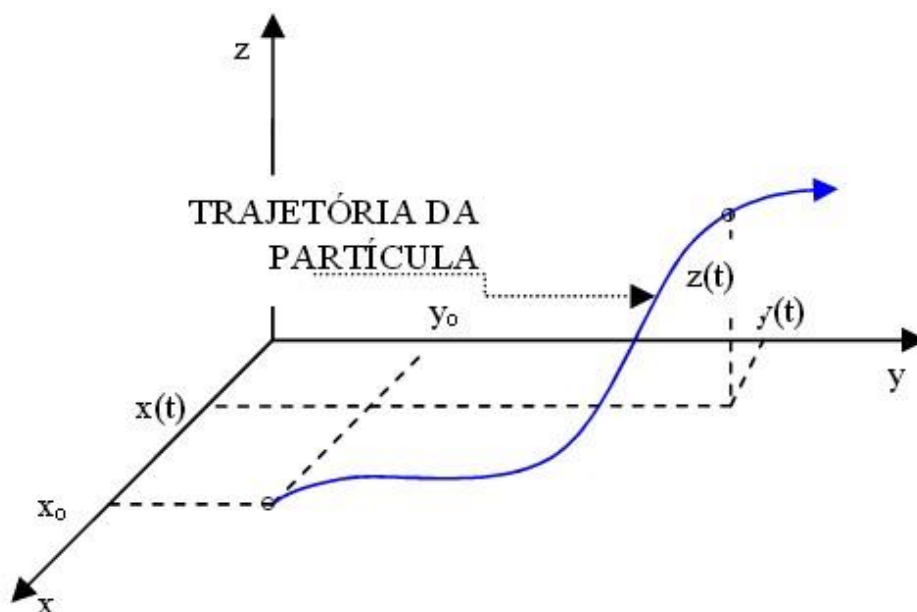
Diversas classificações são apresentadas na literatura para modelos de escoamentos multifásicos. Uma das mais utilizadas na literatura classifica os modelos em duas grandes abordagens: Euleriana–Euleriana e Euleriana–Lagrangeana (PALADINO, 2005).

✓ Método Euleriano–Lagrangeano

O método de abordagem Euleriana–Lagrangeana ou lagrangeano consiste em identificar certas partículas do fluido e a partir daí observar variações de propriedades tais como temperatura, velocidade, pressão, etc, ao longo do tempo, ou seja, necessita-se conhecer as propriedades das partículas à medida que estas se deslocam no espaço com o passar do tempo, (Figura 2.3). Isto dificulta consideravelmente o estudo do escoamento (FRAGOSO, 2010).

A limitação desse método para análise de escoamentos multifásicos se dá pela necessidade de um conjunto de equações para cada partícula da fase dispersa no domínio de estudo.

Figura 2.3 Trajetória da partícula. Fonte: FRAGOSO 2010.



Segundo BARBOSA (2012), o sistema lagrangeano é restrito apenas para sistemas dispersos, onde seu mecanismo consiste na resolução de um sistema de equações de conservação (energia, massa, quantidade de movimento) para a fase contínua, e com os campos de velocidade dessa fase são calculadas as trajetórias dessas partículas.

Uma importante vantagem dessa abordagem Euleriana–Lagrangeana é o fácil tratamento para sistemas polidispersos, isto é, sistemas nos quais as partículas possuem uma distribuição de tamanho relativamente larga e não pode ser considerado um único tamanho de partícula (SANTOS, 2009).

✓ Método Euleriano – Euleriano

A abordagem Euleriana–Euleriana é mais utilizada para resolução de escoamentos multifásicos. Esta abordagem é adequada para escoamentos onde as fases estão misturadas e as velocidades relativas entre fases são consideráveis. A dedução matemática deste modelo é baseada num enfoque

Euleriano-Euleriano da mistura bifásica, onde as fases, mesmo as dispersas, são consideradas como meios contínuos (PALADINO, 2005).

A principal hipótese assumida para a dedução desse modelo refere-se ao volume ocupado pelas bolhas, partículas ou gotas da fase dispersa. A “visão Euleriana” da fase dispersa é similar a visão Euleriana de um sistema de moléculas de gás, onde a hipótese do contínuo deve ser satisfeita para que tal sistema possa ser representado pelas equações da mecânica dos meios contínuos (SANTOS, 2009).

O conceito de fração volumétrica das fases presentes no escoamento, tem como princípio, que a soma das fases presentes no fluxo tem soma igual a 1. Desta forma, cada fase terá sua própria equação de conservação de massa, quantidade de movimento e energia.

Para a solução do modelo euleriano, as equações de interface entre as fases são fundamentais para o fechamento do problema. As mais utilizadas em escoamento multifásico são: força de arrasto, de massa virtual, de sustentação e de dispersão turbulenta. Essas equações expressam as tensões viscosas e turbulentas, os termos de transferências de interfaces em função das propriedades dos fluidos e das variáveis de cálculos como fração volumétrica, pressão, velocidade, etc. (SANTOS, 2009; RODRIGUEZ, 2011).

No escoamento multifásico Euleriano-Euleriano, existem dois submodelos avaliados: o Modelo homogêneo e o Modelo Não homogêneo, apresentados a seguir (RANADE, 2002; CFX-Theory Manual, 2008).

O modelo homogêneo é visto como um caso particular da abordagem Euleriana-Euleriana, onde assume-se que a taxa de transferência na interface é muito grande. Isso resulta num compartilhamento de variáveis entre as fases (AZEVEDO, 2012).

Em um escoamento multifásico homogêneo, um campo de fluxo comum (além de outros campos como temperatura e turbulência) é compartilhado por todos os fluidos, o que faz com que algumas simplificações possam ser feitas (TAVARES 2012). Dessa forma é possível resolver os campos compartilhados de variáveis

utilizando uma equação para o sistema, em vez de utilizar uma equação para cada fase.

No modelo não homogêneo, há um campo de solução para cada fase separadamente. Neste modelo, as fases podem ter campo de velocidade e pressão diferentes. As interações entre as fases no escoamento ocorrem através dos termos de transferência interfacial.

2.2.2. MODELO DE TURBULÊNCIA

A turbulência é o mais complexo fenômeno do movimento dos fluidos, sendo também o mais comum. Na hidráulica, assim como em outras áreas da mecânica dos fluidos, todos os escoamentos de interesse prático são turbulentos.

O modelo de turbulência é um procedimento computacional para o fechamento do sistema de equações de Reynolds, de modo que uma variedade de problemas com efeito de turbulência pode ser resolvida (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

Os modelos de turbulência podem ser subdivididos em dois grandes grupos: modelos de viscosidade turbulenta e modelos de segunda ordem. Os modelos de viscosidade turbulenta, também conhecidos como *Eddy Viscosity Models (EVM)* são baseados no conceito da viscosidade turbulenta μ_t proposta por Boussinesq. Os modelos de segunda ordem, também conhecidos como *Reynold Stress Models (RSM)*, resolvem versões simplificadas do tensor de Reynolds utilizando vários tipos de aproximações e hipóteses (LIMA, 2013).

O modelo de zero – equação utilizam a hipótese de Boussinesq para calcular o tensor de Reynolds como sendo o produto da viscosidade turbulenta e uma tensão média. Por simplicidade computacional, a viscosidade turbulenta normalmente é calculada em termos de um comprimento de mistura que é análogo ao livre caminho médio para um gás. Ou seja, ao contrário da viscosidade molecular que é uma propriedade do fluido, a viscosidade turbulenta depende do escoamento. Como a viscosidade turbulenta depende do tipo de escoamento, os modelos algébricos se tornam modelos de turbulência incompletos (SOARES, 2014).

O modelo de turbulência $k\varepsilon$, é baseado no conceito de viscosidade turbulenta, onde assume que os tensores de Reynolds são proporcionais aos gradientes de velocidade média, com a constante de proporcionalidade sendo caracterizada pela viscosidade turbulenta, idealização esta conhecida como hipótese de *Boussinesq*. Neste tipo de modelo, duas equações de transporte são modeladas separadamente e resolvidas para o comprimento turbulento e a escala de tempo ou para quaisquer duas combinações linearmente independentes delas.

O modelo de turbulência $k\omega$ utiliza uma versão modificada da equação de transporte k usada no modelo $k\varepsilon$ e outra equação de transporte para a taxa de dissipação específica ω .

O modelo $k\omega$ tem suas vantagens relacionadas ao cálculo da turbulência nas proximidades das paredes, na presença de gradientes de pressão adversos, mas apresenta limitação de precisão longe das paredes e em fluxos livres.

O modelo de turbulência SST (Modelo de Transporte da Tensão de Cisalhamento ou *Shear Stress Transport Model*) foi proposto por Menter (1994). É um modelo do tipo RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), e utiliza o equacionamento de dois outros modelos, $k\varepsilon$ e o $k\omega$. Sua formulação se dá de forma bem simplificada. Na região externa do escoamento utiliza a formulação do robusto modelo $k\varepsilon$, e onde este se mostra pouco eficiente, na região próxima à parede, utilizam-se as equações de transporte do modelo $k\omega$.

2.3 ESTADO DA ARTE SOBRE DE ESCOAMENTO EM TUBOS

O transporte de fluido em um conduto fechado é extremamente importante no nosso cotidiano, a exemplo do oleoduto que transporta petróleo por 1290 km pelo Alaska, (MUNSON, 2004). Além de Munson diversos pesquisadores têm trabalhando nessa área.

O transporte e a movimentação de petróleo em tubulações apresentam caminhos variados, como dutos horizontais, verticais, inclinados como também conexões curvadas e outras geometrias. As conexões são elementos de ligação entre tubulações presentes nas redes de dutos que tem como objetivo organizar o fluxo do escoamento na indústria, logo os seus efeitos no escoamento vêm

sendo estudados por vários pesquisadores (WANG *et al.*, 2008; YANG *et al.*, 2006; YANG e AZZOPARDI, 2007; MORALES, 2008; SOUZA, 2010).

WU *et al.* (2000) realizaram um trabalho experimental com objetivo de determinar o padrão de escoamento bifásico em uma tubulação de modo automatizado, utilizando um sensor piezelétrico e redes neurais. Os autores destacaram que com o uso do sistema automatiza a identificação do padrão de escoamento, e facilita a mensuração de dados do escoamento e o armazenamento dos dados.

PALADINO (2001) realizou um estudo teórico e experimental de escoamentos multifásicos dispersos em medidores de vazão baseados em gradiente de pressão diferencial, como placas de orifício e tubos Venturi. Para este estudo, propôs a utilização do modelo de múltiplos fluidos com formulação baseada num enfoque Euleriano do escoamento. Realizou ainda um estudo qualitativo experimental do escoamento bifásico água-ar em constrições para obtenção de valores acerca do sistema para posterior comparação com seu modelo teórico.

JANA *et al.* (2006) realizaram um trabalho experimental com objetivo de identificar os padrões de escoamento durante o escoamento de fases líquido-líquido através de um tubo vertical. Os líquidos utilizados pelos autores foram água e querosene. Os autores variaram a velocidade do escoamento (0,05 - 1,5 m/s) e conseguiram estabelecer um padrão de escoamento anular para o fluxo líquido-líquido. A região intermediária entre os padrões de fluxo borbulhante e anular é caracterizada por uma distribuição aleatória dos dois líquidos com constante alteração de interface entre eles.

KRANDI *et al.* (2011) realizaram um estudo experimental com a finalidade de investigar a pulsação dos gases em um escoamento multifásico gás-líquido. A metodologia foi desenvolvida em um duto com 137 metros de comprimento e 0,057 m de diâmetro. Segundo os autores, os resultados mostram uma forte relação entre a frequência da pulsação do gás no escoamento, e do fluxo intermitente de líquido no escoamento.

2.4 ESCOAMENTO EM CONEXÕES CURVADAS

Escoamento monofásico ou multifásico em dutos curvados são frequentemente encontrados na indústria, por exemplo, escoamento bifásico (água-óleo) ou trifásico (gás-água-óleo) em trocadores de calor na indústria química e petrolífera (MOTA *et al.*, 2011). Estas curvas na tubulação são utilizadas com finalidade de modificar a direção do escoamento, como no exemplo mostrado na Figura 2.4.

Figura 2.4 Conexão curvada. Fonte: <http://www.cmc.ind.br>



O escoamento em tubos quando apresenta uma conexão curvada, apresenta comportamento hidrodinâmico diferente do tubo reto, em virtude da mudança de direção do fluido. Isso ocasiona um aumento da complexidade do escoamento na região da curvatura.

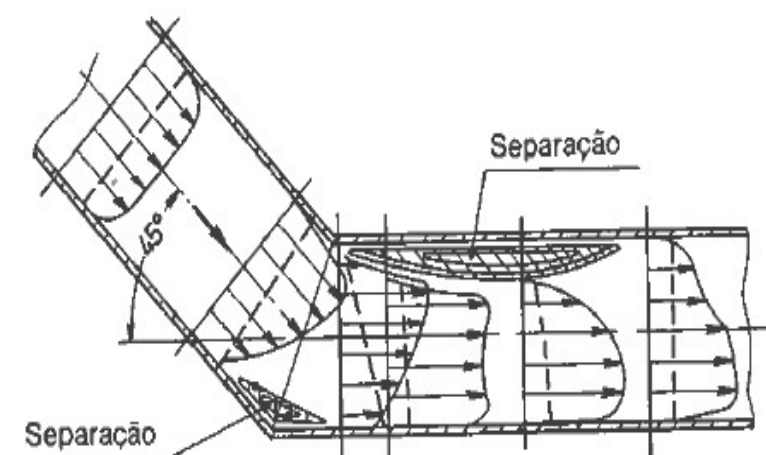
A primeira investigação analítica a respeito do escoamento forçado em dutos curvos foi feita por *Dean* (FORTUNA, 2000). Esses resultados mostraram a formação de um escoamento secundário por forças centrífugas, representado por dois vórtices perpendiculares ao escoamento principal (VIANA *et al.* 2012).

A separação de fases ocorre em todos os tipos de dutos curvados devido às diferenças na força centrífuga, força da gravidade e efeito do escoamento secundário entre as fases (MOTA *et al.*, 2011).

Em um tubo curvo há escoamentos secundários de primeiro e segundo tipo, determinados respectivamente pela curvatura e pela forma circular da seção. Segundo HUMPHREY *et al.* (1981), o escoamento secundário de primeiro tipo é criado a partir do desequilíbrio entre a força centrífuga e o gradiente de pressão radial agindo sobre o fluido da camada limite das paredes laterais da curva, deslocando-o, ao longo dessas paredes, para a região interna da curva.

A continuidade exige um movimento correspondente deslocando fluido, ao longo do plano de simetria, da região interna (parede convexa) para a externa (parede côncava) da curva, gerando-se assim os dois grandes vórtices em contra rotação característica do escoamento em duto curvo. Pode-se observar esse fenômeno na Figura 2.5.

Figura 2.5 Escoamento em uma curva. Fonte: LENCASTRE (1996).

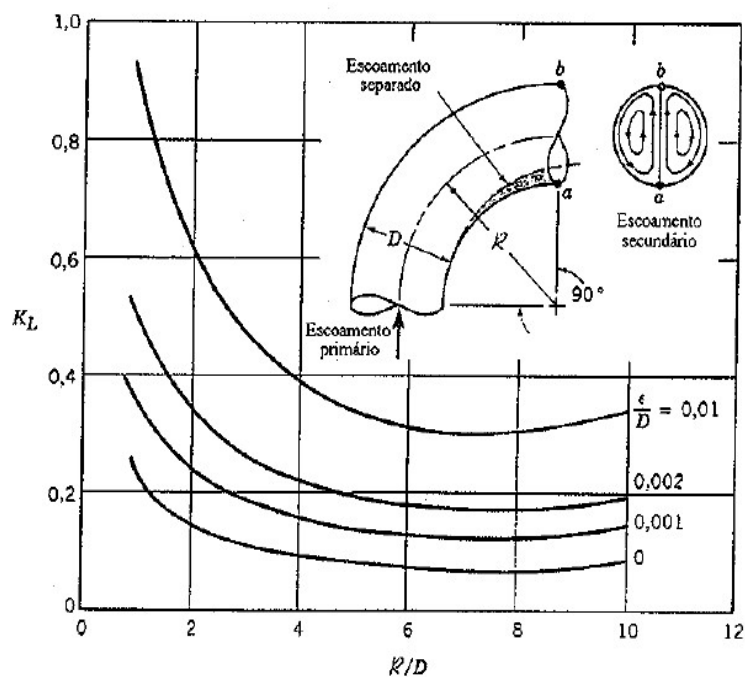


Segundo MUNSON (2004), as perdas de carga nos escoamentos em curvas são maiores que em tubos retos. Isso se deve a separação do escoamento que ocorre na parte interna da curvatura, em especial se o raio de curvatura for pequeno, e como também ao fato de haver um escoamento rotativo secundário, no qual provoca um desbalanceamento de forças centrípetas.

O gráfico do coeficiente de perda de carga singular K_L para curvas de 90° pode ser visto na Figura 2.6.

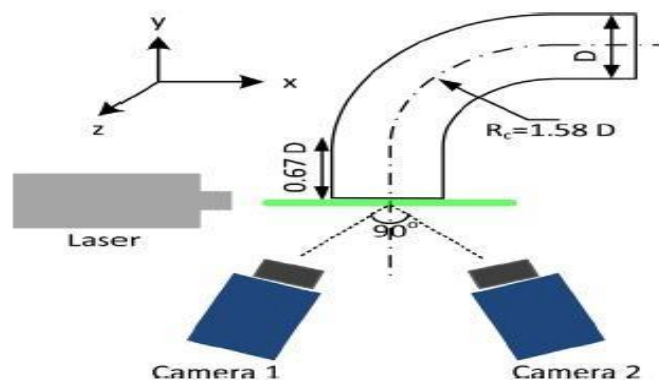
Outros autores também estudaram os fenômenos envolvidos no escoamento em conexões curvadas. Alguns deles estão destacados a seguir:

Figura 2.6 Coeficientes de perda localizada para curvas com 90°. Fonte: MUNSON (2004).



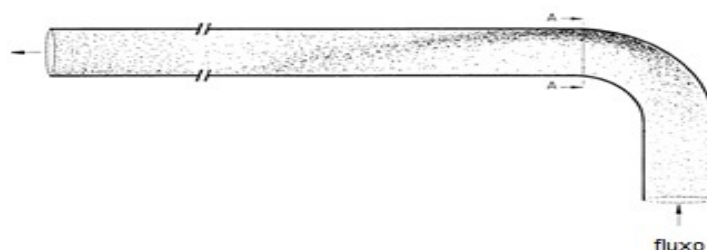
ÖRLÜ (2013) em um trabalho experimental de investigação do escoamento em uma conexão de 90°, com o método de *proper orthogonal decomposition* (POD) mostrado na Figura 2.7, com a finalidade observar os vórtices de *Dean* na saída da conexão e com isso ter uma base de dados para comunidade CFD. Os autores concluíram que o uso da técnica POD, pode ser útil na visualização de escoamentos com alta frequência de pulsação em dutos curvos, como também criar um banco de dados para a comunidade CFD.

Figura 2.7 Arranjo Experimental. Fonte: ÖRLÜ (2013)



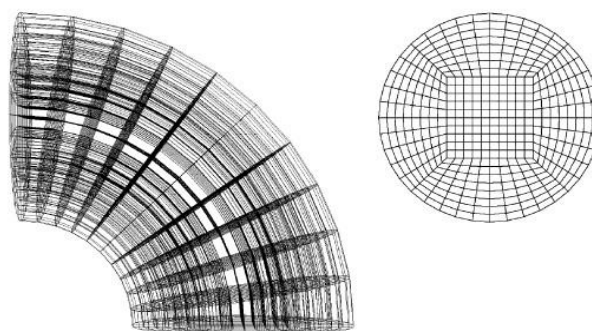
LEVY e SAHIN (2001) apresentaram um estudo experimental e numérico de um escoamento bifásico gás-sólido, ar e carvão em pó, em uma conexão do tipo joelho de 90° graus, com velocidades variando de 15 a 30 m/s. As medidas de concentração de partículas e a velocidade das partículas em vários pontos ao longo da tubulação horizontal foram feitas usando uma sonda de fibra óptica que foi percorrida ao longo da secção transversal do tubo do tubo mostrado na Figura 2.8. Os autores realizaram simulações via CFD de fluxo de gás-sólido através do cotovelo de 90° usando a abordagem Lagrangeana. Dos resultados do processo de dispersão, verificaram que partículas maiores viajaram nas proximidades da parede inferior do tubo horizontal como resultado da gravidade.

Figura 2.8. Tubo Curvado Fonte: LEVY e SAHIN (2000)



MARN e TERNIK (2006) realizaram um trabalho numérico sobre o fluxo de fluidos não-newtonianos em uma tubulação curvada em 90°, com objetivo de estudar numericamente o coeficiente de perda de pressão, para poder comparar correlações analíticas com o resultado numérico. No trabalho foi utilizado o CFX 4.4, a malha utilizada teve um número máximo de 382200 elementos mostrada na Figura 2.9. O número Reynolds foi variado na análise e os autores encontraram uma boa concordância entre os resultados analíticos e numéricos do coeficiente de perda de carga.

Figura 2.9 Malha Numérica Fonte: MARN e TERNIK (2006)



2.5 VAZAMENTOS EM DUTOS DE PETRÓLEO

2.5.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O transporte de produtos da indústria petrolífera em tubulações se torna cada vez mais necessário devido a fatores como: elevados custos dos transportes convencionais, preocupações ambientais que se encontram mais evidentes nas sociedades modernas e a crescente necessidade energética.

As tubulações são consideradas os melhores meios de transporte de fluídos a longa distância, pois apresentam menores custos, maior segurança, menor taxas de acidentes e danos ao meio ambiente quando comparados ao transporte rodoviário, ferroviário e marítimo (BRUNO, 2008).

Devido à ampla utilização de tubulações para o transporte de petróleo e seus derivados, há uma necessidade eminente em se detectar falhas que possam originar vazamentos de fluidos para meio ambiente. Em um cenário de legislações cada vez mais rigorosas, a detecção e localização de vazamentos se tornam imperativos, sendo necessário que eventuais acidentes sejam reparados rapidamente (COLOMBAROLI, 2010).

Segundo AZEVEDO (2009), vazamento pode ser definido como a perda de determinada quantidade de fluido através de uma abertura inesperada e indesejada na estrutura de um duto, como mostrado na Figura 2.10.

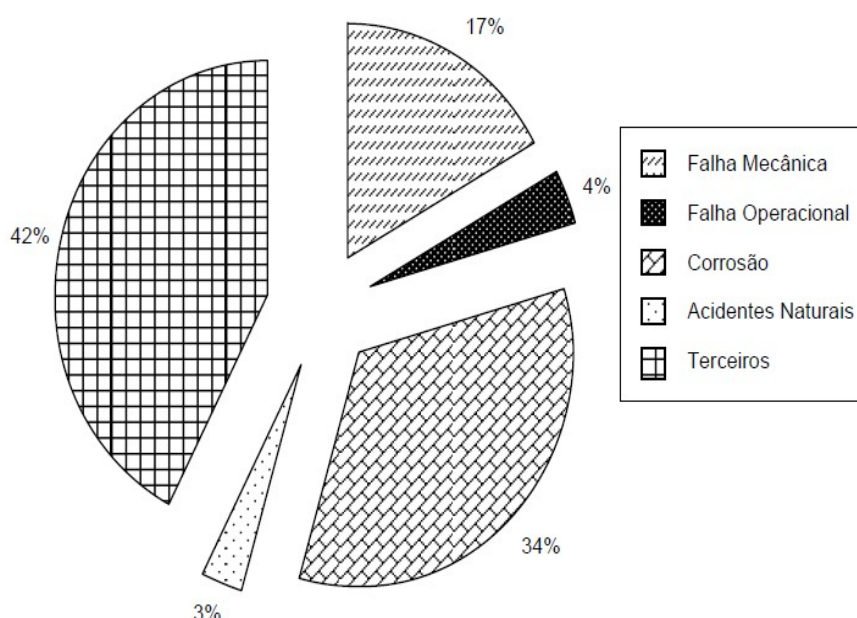
Figura 2.10 Vazamento em duto. Fonte: <http://www.revistaalcoolbras.com.br> (2013)



O vazamento de fluido pode estar associado a vários fatores, a exemplo, de falhas estruturais dos equipamentos, pelas elevadas pressões exercidas sobre os dutos no fundo dos oceanos, falhas humanas durante a execução de uma determinada tarefa, entre outros (COLOMBAROLI, 2010).

A CONCAWE, uma associação de empresas de petróleo europeias voltada para a segurança, meio ambiente e saúde em processos de refino e distribuição, publicaram um relatório em 2002 com estatísticas relativas aos vazamentos ocorridos nos oleodutos da Europa Ocidental em 30 anos (de 1970 a 2000) mostrado na Figura 2.11.

Figura 2.11 Causa de ocorrência de vazamentos. Fonte: CONCAWE (2002)



Acidentes ocorrem constantemente na atividade petrolífera, tais como o ocorrido em 4 de junho de 2003 em um dos terminais da Petrobrás no Litoral do estado de São Paulo. Este vazamento mobilizou o trabalho de 500 pessoas na contenção de manchas. Pelo menos 15 mil litros de petróleo vazaram no canal de São Sebastião.

O acidente ocorreu durante o descarregamento do produto do navio norueguês Nordic Marita no píer Sul do Tebar (Terminal Marítimo Almirante Barroso) mostrado na Figura 2.12, da Petrobrás/Transpetro. A quantidade de produto vazado ficou estimada entre 40 e 60 mil litros de óleo. A razão do

acidente se deu devido a problemas na conexão do braço de carregamento entre o navio e os tanques do terminal. A operação foi interrompida no momento do incidente (COLOMBAROLI, 2010).

Figura 2.12. Acidente Nordic Marita. Fonte: <http://www.cetesb.sp.gov.br/emergencia/acidentes/vazamento/acidentes/marita> (2003).



As variações de pressão num sistema de escoamento resultam de uma elevação de pressão ou de velocidade de escoamento em consequência da fricção. O efeito de fricção age no sentido de diminuir a pressão, isto é, o de causar uma perda de pressão.

Na linha de dutos, as perdas de pressão são divididas em perdas principais, devidas à fricção no escoamento completamente desenvolvido (escoamento nos quais o perfil de velocidade não varia ao longo da direção do escoamento), em partes do sistema com área constante, e em perdas secundárias, devidas ao escoamento através de conexões e a efeito de fricção em outras partes da linha de duto com área variável (quando a configuração da tubulação se expande ou se contrai) (FOX e MCDONALD, 2010).

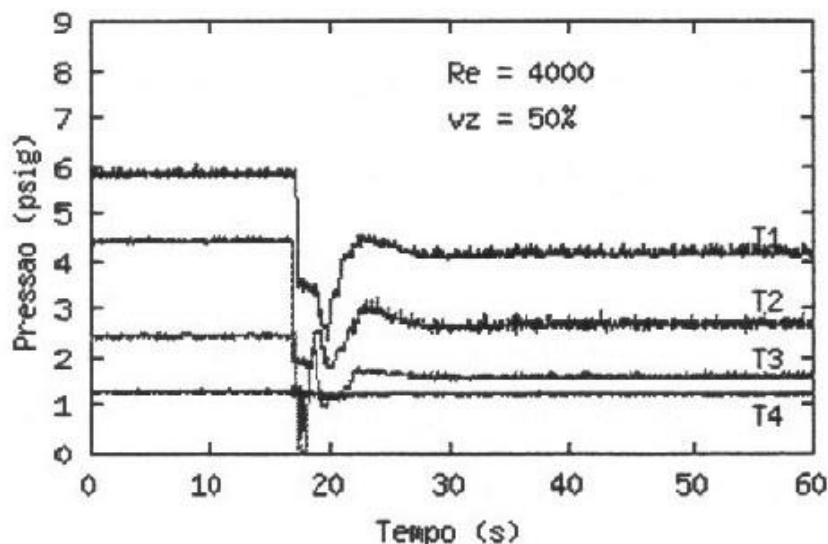
O vazamento na tubulação provoca uma perda de carga localizada, na forma de uma perturbação do escoamento com uma onda de pressão a jusante e montante do local do furo, e em seguida é estabelecido um novo patamar de escoamento com pressão inferior a pressão antes do vazamento.

Vários pesquisadores vêm estudando os fenômenos decorrentes de vazamentos.

BRAGA (2001) realizou um estudo para detecção de transitórios de pressão causados por vazamentos em uma tubulação de 1248 m transportando ar e água. O estudo foi realizado para diferentes condições de operação da

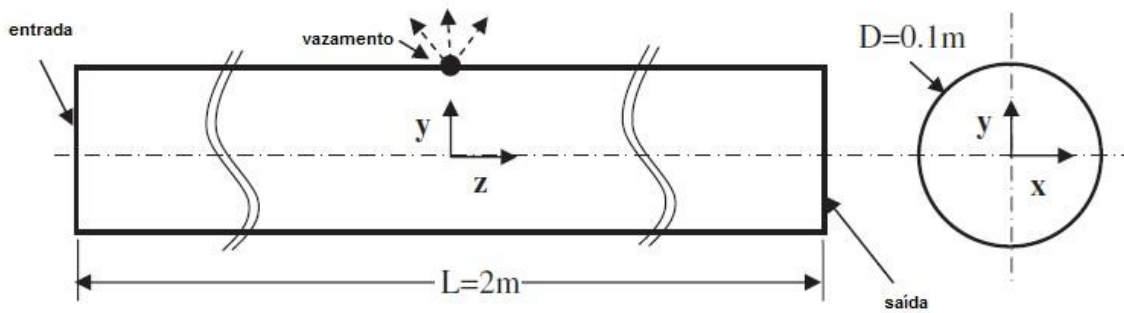
tubulação: número de Reynolds do líquido entre 4000 e 10000; porcentagem de vazamento de 10 a 50%; vazão de ar de 1,6 a 61,4 l/min; posição de vazamento a 250 m e 750 m da entrada da tubulação. Na Figura 2.13 estão os representados os perfis de pressão em função do tempo obtidos por BRAGA (2001).

Figura 2.13. Transitório obtido por Braga (2001).



BEN-MANSOUR *et al.* (2011) realizaram um estudo numérico em um duto de 2 metros de comprimento com 0,1m de diâmetro com um vazamento no centro mostrado na Figura 2.14. Os autores estudaram o comportamento do campo de pressão na presença de vazamento sob velocidades e pressões que ocorreram na prática do escoamento de água, utilizando o *software Fluent*. Na pesquisa, avaliou-se a influência de diferentes tamanhos de vazamento no escoamento do fluido. Entre os tamanhos de vazamentos utilizados pelos autores tem-se vazamentos de 1 mm, 2 mm e outro de 10 mm de diâmetro. Todas as simulações foram realizadas em estado estacionário. Os autores mostraram claramente mudanças no comportamento de pressão e variações do gradiente de pressão ao longo do duto. Para vazamentos muito pequenos (vazamento de diâmetro de 1 mm), pequena variação de pressão foi observada, mas no gradiente de pressão, teve melhor observação do vazamento.

Figura 2.14 Tubulação com Vazamento. Fonte: BEN-MANSOUR (2011).



SUN (2012) realizou um trabalho teórico do vazamento em uma tubulação de transporte de petróleo utilizando analogia entre um circuito elétrico com a rede de transporte de óleo. Com isso chegou à conclusão que, para uma dada localização do vazamento e da taxa de pressão de entrada, pode-se estimar as variações da pressão na saída.

REDDY *et al.* (2011) elaboram um modelo de simulação dinâmica para ser usado junto com a medição do fluxo e da pressão, para detecção e identificação de vazamento *on-line* de redes de gasodutos. As principais características da metodologia proposta são: (i) é aplicável a redes e dutos individuais de gasodutos e (ii) considera misturas de gases não ideais. O método proposto mostra um desempenho satisfatório, mesmo com ruídos durante as medições e condições transientes, desde que haja redundância suficiente nas medições.

ESPINOSA (2013) apresenta um modelo matemático transiente para um escoamento incompressível através de dutos com vazamentos. O modelo é formado por equações de massa e de momento linear. O modelo foi resolvido usando a técnica das diferenças finitas. O efeito da expressão convectiva na equação de impulso, durante o perfil de pressão foi estudado. A previsão do comportamento de pressão foi comparada com os dados experimentais. Verificouse que, para tubos curtos, a queda de pressão cresce próximo do vazamento, para fluxo de vazamento maiores do que 6% do fluxo de escoamento nominal.

OLIVEIRA *et al.* (2009) propuseram um trabalho de simulação numérica de um vazamento de óleo a partir de dutos submersos. Os autores realizaram modelagem CFD de um vazamento submarino usando o *software* de simulação

fluidodinâmica ANSYS CFX®. Este estudo é baseado em um trabalho experimental, realizado no Laboratório de Controle de Processos da UFSC, um vazamento submarino, e que resultou em um modelo semi-empírico para estimar a quantidade de óleo vazado.

O modelo computacional foi capaz de simular a inversão de fases água/óleo, fornecendo detalhes do escoamento bifásico e imiscível. O estudo de modelagem realizado permitiu simular, com boa precisão, a velocidade de vazamento e reproduzir adequadamente diferentes aspectos geométricos observados durante o experimento, com potencial para auxiliar no desenvolvimento de ferramentas preditivas para o projeto e controle de processos envolvendo escoamentos imiscíveis.

Com base neste levantamento bibliográfico observa-se que existem poucos trabalhos abordando o vazamento em dutos, em especial em trabalhos teóricos multifásicos tridimensionais. Esta observação indica a necessidade de uma maior investigação dos fenômenos que ocorrem no escoamento na presença de vazamento.

2.5.2 MÉTODOS DE DETECÇÃO DE VAZAMENTOS

A detecção de vazamentos em dutos é um assunto de grande interesse para empresas que realizam transporte de petróleo e seus derivados, tendo em vista o crescente rigor da legislação ambiental em países industrializados e em processo de industrialização. No entanto, as tecnologias existentes ainda não estão plenamente consolidadas e estudos vêm sendo realizadas com vistas a atingir maiores níveis de sensibilidade e confiabilidade para detecção de vazamentos em uma ampla variedade de regimes de escoamentos (AZEVEDO, 2009).

Vazamentos de pequenas proporções (< 5 litros/ h): são vazamentos mais difíceis de serem detectados, no entanto são igualmente perigosos porque podem provocar grandes perdas de produto até serem detectados. Podem ser ocasionadas por corrosão, erosão, fadiga do material, falhas em soldas ou juntas (BAGHDADI, 1988).

Por isso, quando ocorre um vazamento num duto, o mais importante é sua imediata detecção e alarme. A parada de bombas e o fechamento rápido de válvulas de bloqueio é que evitarão o desastre, sendo o tempo de detecção do vazamento um fator de fundamental relevância (COLOMBAROLI, 2010).

Sistemas de detecção de vazamento são classificados em: estático, que são úteis após a identificação do vazamento, de modo a encontrar a sua localização, e em dinâmico, que podem ser utilizados enquanto a tubulação está operando. Esses métodos são capazes de detectar pequenos vazamentos e baseia-se no fato de que em uma linha de fluxo, uma queda de pressão indica vazamento (WIKE, 1986).

Nos últimos anos um grande número de sistemas de detecção de vazamento foi implantado em várias tubulações em operação. Infelizmente, muitos desses sistemas não apresentam desempenho satisfatório pelos seguintes motivos: geram frequentes alarmes falsos, são de difícil entendimento para o usuário e a manutenção é muito cara (SOUZA, 2007).

Os principais métodos de detecção de vazamentos são apresentados:

a) Métodos acústicos

Os sensores acústicos detectam vazamentos através da energia acústica gerada pelo escape do fluido. Porém, a detecção de sinais é afetada pela interferência de ruídos acústicos gerados por válvulas e compressores.

Devido a essa limitação da escala de detecção, geralmente os sensores acústicos (microfones) são instalados ao longo da tubulação (BEZERRA,2008), mostrado na Figura 2.15.

Figura 2.15 MÉTODO ACÚSTICO.



Fonte: <http://www.peritos.eng.br> (2015)

b) Métodos que utilizam sensores infravermelhos

Alguns vazamentos podem ser detectados através da identificação de mudanças de temperatura em torno da tubulação. São utilizados sensores remotos que monitoram metano e etano na atmosfera através de seu espectro infravermelho.

Este método pode ser usado através de patrulha em veículos, helicópteros ou sistemas portáteis, tendo a capacidade de cobrir vários quilômetros da tubulação em um mesmo dia (FREITAS,2012).

c) Método de pressão negativa

No instante em que o vazamento ocorre há uma queda de pressão repentina no local, disto origina-se uma onda de pressão negativa que se propaga à velocidade do som no sentido montante e jusante até que seja alcançado um novo estado estacionário.

Esta pressão negativa percorre longas distâncias apenas com atenuação moderada, providenciando uma detecção rápida para grandes tubulações.

É preciso fazer uma filtragem cuidadosa dos dados, porque as ondas de pressão negativas podem ser causadas por bombas, fechamento de válvulas e outros procedimentos normais da operação.

O sistema de detecção mostra um bom desempenho na detecção de pequenos vazamentos, na ordem de 5% da taxa do fluxo do líquido nominal.

A localização do vazamento é obtida com razoável precisão através da instalação de transientes de pressão nas extremidades das seções e ao longo da tubulação conhecendo-se as distâncias entre os mesmos, e da velocidade da onda de pressão quando ocorre o vazamento (BLACK, 1992; SILVA et al, 1996; WIKE, 1996).

d) Balanço de volume ou massa

Esta técnica consiste em realizar a medição do volume/massa de entrada no duto e subtrair o volume/massa de saída. Se esta diferença atingir um valor maior

que uma determinada tolerância estabelecida (2% para líquidos e 10% para gases), gera-se então um alarme de vazamento.

Os alarmes falsos podem ocorrer devido à dependência da taxa de fluxo com os parâmetros do fluido (temperatura, pressão, densidade e viscosidade). Para aumentar a eficiência do sistema são realizadas medições regulares das variáveis ao longo da tubulação ou estas podem ser preditas por um modelo de cálculo.

Este método não fornece a localização do vazamento; ele apenas indica sua presença ou ausência (FREITAS, 2012).

e) Mudanças de pressão ou fluxo

Nesta técnica, a qual é uma combinação das duas anteriormente citadas, assume-se que a ocorrência do vazamento está ligada a uma alta taxa de mudança da pressão e do fluxo a montante e a jusante.

Se em determinado período, a taxa de variação for maior que um padrão definido, o alarme de vazamento será acionado.

Este método pode ser aplicado apenas ao escoamento de fluidos incompressíveis em estado estacionário, caso contrário pode levar a alarmes falsos. Somente vazamentos maiores são detectados (BEZERRA,2008).

f) Sistemas baseados em modelagem matemática

Esta técnica modela matematicamente o fluxo do fluido na tubulação. Para realizar a modelagem são utilizadas as equações de conservação de massa, conservação de momento linear, conservação de energia e as equações de estado do fluido.

Este grupo de equações diferenciais não lineares é resolvido através de técnicas computacionais. Entre essas técnicas tem-se diferenças finitas, elementos finitos, método das características e resposta em frequência desratização espacial, entre outros.

O método requer que fluxo, pressão e temperaturas sejam medidos a montante e a jusante da tubulação e usa estes valores como condição de contorno para estimar valores dessas variáveis ao longo da tubulação.

Os vazamentos são detectados pelas discrepâncias entre as variáveis calculadas e as medições reais (BEZERRA,2008).

Os principais métodos de detenção de vazamentos podem ser resumidos na Tabela 2.

Tabela 2. Principais métodos de detenção de vazamentos. Fonte: FREITAS (2012).

Método	Sensibilidade a Vazamentos	Estima Localização	Funcionamento sob Mudanças Operacionais	Disponibilidade (24h)	Taxa de Alarmes Falsos	Especialização da Manutenção	Custos (Implantação /Operação)
Acústico	Boa	Sim	Não	Sim	Baixa	Média	Médio
Infravermelho	Boa	Sim	Sim	Não	Média	Média	Alto
Pressão Negativa	Boa	Sim	Não	Sim	Alta	Média	Média
Balanco de Volume	Pequena	Não	Não	Sim	Alta	Baixa	Baixa
/Massa Mudança de Pressão ou Fluxo	Pequena	Não	Não	Sim	Alta	Baixa	Baixa
Modelagem	Boa	Sim	Sim	Sim	Baixa	Média	Médio

Dentre as características dos métodos de detecção de vazamentos mostradas na Tabela 2, todos apresentam particularidades que inviabilizam o uso de um método específico para uso universal no monitoramento de falhas nas redes de dutos. Logo, faz-se necessário que sejam utilizados mais de um método para a verificação de vazamentos.

A partir deste contexto vários pesquisadores tem demonstrado interesse no tema, como mostrado a seguir.

YATES *et al.* (1996) realizaram um estudo experimental das taxas de vazamento através de uma série de rachaduras. Foram definidas fraturas em uma placa de alumínio e definido o fluxo de água em função do comprimento da rachadura. Os autores encontraram uma relação entre o tamanho do vazamento e o fluxo volumétrico; os resultados obtidos pelos autores indicaram que para vazamentos com maior área os dados experimentais estavam condizentes com o modelamento analítico de um fluxo entre duas placas.

SHIMANSKIY *et al.* (2003) desenvolveram um método de detecção de pequenos vazamentos baseado em microfones resistentes a altas temperaturas e com capacidade de detectar taxas de fluxos de 1m³/h a 500m³/h. Estes

microfones foram instalados em um avançado reator térmico na usina nuclear de *Fugen*, no Japão. Para a detecção foi estabelecida uma relação entre amplitude do ruído emitido pelo vazamento na tubulação de resfriamento do reator e a atenuação que este ruído sofre devido à caixa de isolamento térmico. Para a localização do vazamento foi utilizada a técnica de aproximação por multi-canaís que consiste na utilização dos valores de correção cruzada medidos em diferentes posições por diferentes pares de microfones.

MUGGLETON *et al.* (2004) apresentaram estudos sobre a detecção de vazamentos de água, em uma tubulação enterrada no solo, utilizando o método acústico. Foi determinada a localização de vazamentos em tubulações plásticas, bem como o que acontece com o som provocado pelo vazamento quando a tubulação está submersa em uma extensão de água, tal como atravessar um rio ou um lago.

A energia acústica gerada por um vazamento de água em uma tubulação submersa propaga frequências relativamente baixas, geralmente menores do que 200 Hz. Concluiu-se que a atenuação do sinal de onda gerado pelo vazamento na tubulação enterrada no solo foi relativamente aumentada comparada com aquela observada em uma tubulação imersa em água.

MACIAS (2004) desenvolveu uma técnica de detecção de vazamentos em tubulações transportando gás. O trabalho experimental foi realizado em uma tubulação de ferro galvanizado de $\frac{1}{2}$ " de diâmetro, com 6 m de comprimento para os experimentos sem alimentação contínua de ar, e 60 m de comprimento para os experimentos com alimentação contínua de ar. Foram instalados na tubulação dois transdutores de pressão acoplados a um computador PC através de uma placa ADA. Vazamentos foram simulados a partir de uma saída lateral onde foi posicionado um orifício, com diâmetro variando de 0,7 a 5 mm. Os resultados experimentais mostraram que foi possível detectar vazamentos maiores do que 10% do fluxo nominal na tubulação com escoamento.

MENG *et al.* (2012) realizaram um trabalho experimental para localização de vazamentos utilizando método acústico. Os autores fizeram um levantamento das técnicas de reconhecimento de onda e extraíram as características de sinal,

os quais ajudaram a distinguir sinais de vazamentos dos sinais de perturbações do escoamento. Um teste cíclico de vazamento e de longa distância foi projetado e estabelecido para análise de similaridade de transmissão de campo com gasodutos. Os autores afirmam que os sinais sonoros se concentram sobre o intervalo de 100 Hz. Os métodos de reconhecimento e extração do sinal acústico são verificados e comparados com os outros métodos, logo com a retirada de perturbações o método acústico com a análise de frequência pode detectar vazamentos e diminuir a taxa de alarmes falsos, por fim é indicado um erro na ordem de 1,37%.

2.6 ESCOAMENTO NÃO ISOTÉRMICO

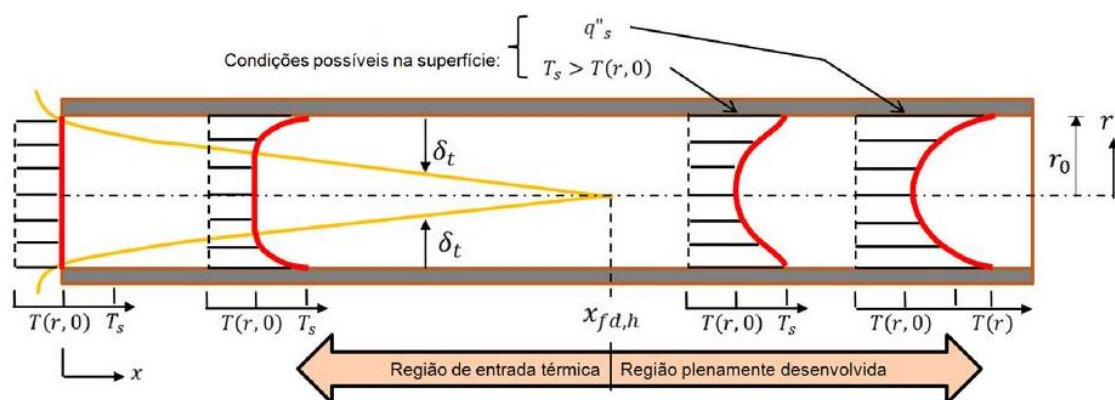
A troca de calor entre um corpo sólido e um fluido é um fenômeno físico que se relaciona intimamente a ciência da mecânica dos fluidos. Sobre o campo do escoamento ocorre um fluxo de calor, fazendo com que a completa descrição do fenômeno requeira as equações do movimento de um fluido e da energia.

É fato comum que uma analogia existe entre os processos de troca de quantidade de movimento e de calor, de modo que a distribuição geométrica dos campos de velocidade e de temperatura apresenta semelhanças (FREIRE, 1990).

No transporte de óleo em dutos, a diferença de temperatura que pode existir entre o óleo e a parede do duto faz com que as partículas do fluido em contato com a superfície entrem em equilíbrio térmico e troquem calor com as partículas adjacentes, formando um gradiente de temperatura que se desenvolve em uma camada limite térmica (BRAGA FILHO, 2004).

Se este fluido entra em um duto com uma temperatura $T(r,0)$, menor que a temperatura da superfície do tubo, ocorrerá transferência convectiva de calor e dará início ao desenvolvimento de uma camada limite térmica no interior do duto (INCROPERA e DEWITT, 2003). Como mostrado na Figura 2.16.

Figura 2.16 Camada limite térmica. Fonte: INCROPERA e DEWITT (2003).



Se a condição de superfície do duto for constante (temperatura ou fluxo de calor), termina-se por atingir uma condição térmica completamente desenvolvida.

A forma do perfil de temperatura completamente desenvolvido difere de acordo com a condição de fornecimento de energia na parede do duto (INCROPERA e DEWITT, 2003).

Escoamentos não isotérmicos são encontrados na indústria petrolífera, como nos métodos térmicos para recuperação de óleos pesados, que apresentam um histórico de sucesso, alcançado principalmente com a injeção de vapor.

As trocas térmicas, podem ser úteis no escoamento do óleo, como a técnica de injeção de vapor, consiste em reduzir a viscosidade de óleos com pouca ou quase nenhuma mobilidade. Usam geralmente líquidos quentes (água quente ou vapor) e combustão *in situ* para garantir o aumento da temperatura e consequente transferência de calor ao fluido do reservatório (Spínola, 2014).

Essa troca térmica pode ocasionar problemas no escoamento do óleo, como a deposição de parafina nas paredes do duto mostrada na Figura 2.17. Isso pode ainda produzir outros problemas operacionais. A presença de cristais de parafina pode alterar o comportamento do óleo em escoamento, de Newtoniano para não-Newtoniano.

A presença de cristais de parafina no óleo, normalmente acarreta em viscosidades efetivas mais elevadas, o que leva a um maior consumo de energia

para bombeamento do fluido e a vazões mais baixas (ALBUQUERQUE et al., 2007).

Figura 2.17. Deposição de parafina. Fonte: NTNU (2011)



O escoamento não isotérmico em dutos tem sido objeto de estudo de vários autores, como mostrado a seguir.

SANTOS e ANDRADE (2006) produziram um trabalho sobre simulação numérica de tubos curvos aletados internamente. Os autores estudaram os seguintes aspectos: número, tamanho e rotação das aletas na transferência de calor. Considera-se o escoamento principal completamente desenvolvido e utiliza-se um sistema de coordenadas toroidais para expressar as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Para o tubo sem aletas, apenas o efeito da curvatura já eleva a taxa de troca de calor, em comparação com o duto reto, em função do escoamento secundário gerado. O objetivo dos autores foi definir as configurações geométricas em que os efeitos combinados da curvatura e da colocação das aletas possam ser somados e resultar em valores mais altos do número de Nusselt. Os resultados mostraram que, para a configuração de três aletas, por exemplo, a simulação que apresentou maior eficiência para um mesmo comprimento de aleta foi a de aletas posicionadas a 60° .

ELSHAFEI et al. (2007) realizaram um trabalho experimental de transferência de calor em um tubo com escoamento de ar pulsante, com fluxo de calor constante. Os experimentos foram realizados em um intervalo do número de

Reynolds de $10^4 < Re < 4 \times 10^4$ com uma frequência de pulsação de 6,6 a 68 Hz. Esta situação encontra aplicações em instalações de geração de energia modernas e processos industriais. A variação no escoamento é mais pronunciada na região de entrada da tubulação do que na região a jusante totalmente desenvolvida. Os autores observaram que a relação do número de *Nusselt* Nu aumenta ou diminui, dependendo da gama de frequências. Os resultados mostram aumento na transferência de calor de cerca de 9%, para o regime de escoamento de ar com $Re = 37100$ e $F = 13,3$ Hz.

SILVA et al. (2014) realizaram um estudo numérico sobre o escoamento não isotérmico de diferentes tipos de óleos pesados em um duto vertical. Os autores, através de simulação numérica, identificaram a influência da viscosidade na queda de pressão e no perfil de temperatura do óleo pesado, contribuindo para tentar minimizar os custos operacionais do transporte de diversos tipos de óleo.

MELLO et al. (2014) realizaram um trabalho de simulação numérica sobre a deposição de parafina nas paredes da tubulação de transporte de óleo. O objetivo do trabalho é obter a distribuição de temperatura no fluido ao longo de um tubo de seção circular de 50 mm de diâmetro interno para números de Reynolds variando entre 300 e 2400, permitindo a melhor compreensão do comportamento termofluidodinâmico deste tipo de escoamento. A distribuição de temperatura é determinada utilizando técnicas CFD. Os autores comparam o resultado com dados da literatura.

2.7 MODELAGEM MATEMÁTICA PARA ESCOAMENTO DE FLUÍDOS

2.7.1 ESCOAMENTO MULTIFÁSICO

Para o equacionamento do escoamento multifásico, são utilizadas letras gregas como α , β e γ e outras para caracterizar as diferentes fases do escoamento. O número total de fases é denominado de N_p .

A fração volumétrica da fase α é denotada por f_α . Assim, o volume V_α ocupado com a fase α , é um pequeno volume V ao redor do ponto de fração volumétrica r_α , definido como:

$$V_\alpha = f_\alpha V \quad \text{Para } 1 \leq \alpha \leq N_p \quad (2)$$

Para a densidade do material, usa-se o termo ρ_α , quando este estiver presente sozinho em um volume, ou seja, massa de α por unidade de volume de α . densidade efetiva é determinada pela Equação 3 como:

$$\bar{\rho}_\alpha = f_\alpha \rho_\alpha \quad (3)$$

A massa por unidade de volume da fase α definida pela Equação 3 determina que a fase α ocupa apenas uma fração de volume, ou seja, a massa de α por unidade de volume de todo o fluido.

A densidade da mistura multifásica é definida na Equação 4 por:

$$\rho_m = \sum_\alpha f_\alpha \rho_\alpha \quad (4)$$

A pressão em escoamentos multifásicos em dutos, onde os efeitos gravitacionais podem ser desprezados, é apresentada na Equação 5 para fluidos compressíveis e incompressíveis.

$$P_{tot} = P_{stat} + \sum_\alpha \frac{1}{2} f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha \quad (5)$$

onde o termo \vec{U}_α é o vetor velocidade da fase α , P_{stat} é a pressão estática.

A Equação da conservação da massa é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} (f_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = S_{Msa} + \sum_{\beta=1}^{NP} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (6)$$

onde o termo f_α é fração volumétrica, ρ_α é a densidade do fluido, \vec{U}_α é a velocidade do escoamento, S_{Msa} descreve a fonte de massa específica utilizada e $\sum_{\beta=1}^{NP} \Gamma_{\alpha\beta}$ é a taxa de volume da fase α para a fase β .

A equação do momentum linear é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} (f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)] = \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & -f_\alpha \nabla \rho_\alpha + \nabla \cdot \{f_\alpha \mu_\alpha [\nabla \vec{U}_\alpha + (\nabla \vec{U}_\alpha)^T]\} \\ & + \sum_{\beta=1}^{NP} (\Gamma_{\alpha\beta} \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha} \vec{U}_\alpha) + \vec{s}_{M\alpha} + \vec{M}_\alpha \end{aligned}$$

onde o termo $\vec{s}_{M\alpha}$ descreve as forças de momentum devido às forças de corpo externas, \vec{M}_α descreve as forças interfaciais agindo na fase α devido à presença de outras fases, o termo $\Gamma_{\alpha\beta} \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha} \vec{U}_\alpha$ representa a transferência de momentum induzido pela transferência de massa na interface e μ_α é a viscosidade da fase α .

A transferência interfacial, $M_{\alpha\beta}$ é consequência das forças interfaciais em cada fase α devido à interação com outra fase β , A força total na fase α devido interação com outras fases é denotada \vec{M}_α presente na equação do momento, Equação 8 definida por:

$$\vec{M}_\alpha = \sum_{\alpha \neq \beta} \vec{M}_{\alpha\beta} \quad (8)$$

A força interfacial total agindo entre duas fases pode surgir de vários efeitos físicos independentes e pode ser expressa por:

$$\vec{M}_{\alpha\beta} = \vec{M}_{\alpha\beta}^D + \vec{M}_{\alpha\beta}^L + \vec{M}_{\alpha\beta}^{LUB} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{VM} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{TD} + \vec{M}_S \quad \dots \quad (9)$$

As forças indicadas na Equação 9, respectivamente, representam a força de arraste, força e elevação, força de lubrificação de parede, força de massa virtual, força de dispersão turbulenta e força de pressão de sólidos.

A equação da energia e definida por:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (f_\alpha \rho_\alpha h_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha h_\alpha + \lambda_\alpha \nabla T_\alpha)] = \quad (10) \\ \sum_{\beta=1}^{NP} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_\alpha) + Q_\alpha + S_\alpha \end{aligned}$$

Sendo h_α , λ_α e T_α a entalpia estática, a condutividade térmica e a temperatura da fase α , respectivamente; S_α descreve a fonte de calor externa, Q_α descreve a transferência de calor para a fase α através das interfaces com outras fases; a expressão $(\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_\alpha)$ representa a transferência de calor induzida pela transferência de massa.

A transferência de calor na interface ocorre devido ao não equilíbrio térmico através da interface das fases. O calor total por unidade de volume transferido para a fase α devido à interação com outras fases e denotada Q_α é dada por:

$$Q_\alpha = \sum_{\alpha \neq \beta} Q_{\alpha\beta} \quad (11)$$

A taxa de transferência de calor $Q_{\alpha\beta}$, por unidade de tempo através do contorno de fase da área interfacial por unidade de volume $A_{\alpha\beta}$, da fase α para a fase β é definida pela Equação 12.

$$Q_{\alpha\beta} = \bar{h}_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} (T_\beta - T_\alpha) \quad (12)$$

O coeficiente de transferência de calor $\bar{h}_{\alpha\beta}$, que é a quantidade de energia calorífica através da unidade de área por unidade de tempo por unidade de diferença de temperatura entre as fases.

A Equação 12 pode ser simplificada com o coeficiente de transferência de calor volumétrico $C_{\alpha\beta}^{(h)}$, definido na Equação 13.

$$C_{\alpha\beta}^{(h)} = \bar{h}_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} \quad (13)$$

Logo a Equação 13 fica da forma.

$$Q_{\alpha\beta} = C_{\alpha\beta}^{(h)} (T_\beta - T_\alpha) \quad (14)$$

A transferência de momentum, calor e massa é diretamente dependente da área da superfície de contato entre as duas fases. Estes são caracterizados pela área interfacial por unidade de volume entre as fases α (continua) e β (dispersa), $A_{\alpha\beta}$.

Para a fase dispersa β pode ser utilizado três modelos: o Modelo de Partículas, Modelo de Mistura e o Modelo de Superfície Livre.

O modelo de partícula para transferência interfacial faz consideração da fase dispersa β , como partículas esféricas de diâmetro médio d_β , logo a área interfacial $A_{\alpha\beta}$ é calculada na Equação 15.

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6f_\beta}{d_\beta} \quad (15)$$

O coeficiente de transferência interfacial não dimensional está correlacionado com o número de Reynolds das partículas e o número de Prandtl para fluido.

Estes são definidos usando-se o diâmetro médio da partícula e as propriedades das fases contínuas, como segue:

$$Re_{\alpha\beta} = \frac{\rho|\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha|d_\beta}{\mu_\alpha} \quad (16)$$

$$Pr_{\alpha\beta} = \frac{\mu_\alpha C_{p\alpha}}{\lambda_\alpha} \quad (17)$$

onde o termo $C_{p\alpha}$ é o calor específico da fase α .

O modelo de mistura é mais simples, pois trata as fases de maneira simétrica, logo a área superficial por unidade de volume $A_{\alpha\beta}$ é calculada na forma:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{f_\alpha f_\beta}{d_{\alpha\beta}} \quad (18)$$

onde o termo $d_{\alpha\beta}$ é a escala de comprimento interfacial. Como no modelo de partículas, o modelo de mistura pode ter os coeficientes de transferência interfacial adimensional, correlacionado com o número de Reynolds e o número de Prandtl da mistura, mostrado nas Equações 19 e 20.

$$Re_{\alpha\beta} = \frac{\rho_{\alpha\beta} |\vec{U}_{\beta} - \vec{U}_{\alpha}| d_{\alpha\beta}}{\mu_{\alpha\beta}} \quad (19)$$

$$Pr_{\alpha\beta} = \frac{\mu_{\alpha\beta} cp_{\alpha\beta}}{\lambda_{\alpha\beta}} \quad (20)$$

onde, $\mu_{\alpha\beta}$, $\rho_{\alpha\beta}$, $cp_{\alpha\beta}$ e $\lambda_{\alpha\beta}$ são, respectivamente, viscosidade, a densidade, a capacidade calorífica específica e a condutividade térmica da mistura. Logo a viscosidade e densidade são calculadas pela regra da mistura, uma média ponderada das propriedades das fases, mostrada nas Equações 21 e 22.

$$\rho_{\alpha\beta} = f_{\alpha}\rho_{\alpha} + f_{\beta}\rho_{\beta} \quad (21)$$

$$\mu_{\alpha\beta} = f_{\alpha}\mu_{\alpha} + f_{\beta}\mu_{\beta} \quad (22)$$

A força de arraste é dada por:

$$\vec{M}_{\alpha} = C_d \rho_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} |\vec{U}_{\beta} - \vec{U}_{\alpha}| (\vec{U}_{\beta} - \vec{U}_{\alpha}) \quad (23)$$

onde o termo C_d é o coeficiente de arraste adimensional, $\rho_{\alpha\beta}$ é a densidade da mistura, $A_{\alpha\beta}$ corresponde a densidade de área interfacial e o termo $\vec{U}_{\beta} - \vec{U}_{\alpha}$ corresponde a resultante da velocidade de deslizamento entre a fase contínua e a fase dispersa, na direção da fase dispersa.

O modelo de superfície livre tem como proposta solucionar a interface de dois fluídos distintos. Nesse modelo logo a densidade de área interfacial generalizada, é dada como mostrada na Equação 24.

$$A_{\alpha\beta} = \frac{2|\nabla f_{\alpha}| |\nabla f_{\beta}|}{|\nabla f_{\alpha}| + |\nabla f_{\beta}|} \quad (24)$$

A equação 24 pode ser simplificada quando o escoamento apresenta somente dois fluídos, apresentada na Equação 25.

$$A_{\alpha\beta} = |\nabla f_{\alpha}| \quad (25)$$

2.7.2 EQUACIONAMENTO PARA MODELOS DE TURBULÊNCIA

As equações de transporte para a energia cinética turbulenta, K e a taxa de dissipação turbulenta, ε são apresentadas, respectivamente, nas Equações 26 e 27.

$$\frac{\partial(\rho_{\alpha}f_{\alpha}\varepsilon_{\alpha})}{\partial t} + \nabla \cdot \left\{ f_{\alpha} \left[\rho_{\alpha} \vec{U}_{\alpha} K_{\alpha} - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_k} \right) \nabla K_{\alpha} \right] \right\} = f_{\alpha} (G_{\alpha} - \rho_{\alpha} \varepsilon_{\alpha}) \quad (26)$$

$$\frac{\partial(\rho_{\alpha}f_{\alpha}\varepsilon_{\alpha})}{\partial t} + \nabla \cdot \left\{ f_{\alpha} \left[\rho_{\alpha} \vec{U}_{\alpha} K_{\alpha} - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \nabla K_{\alpha} \right] \right\} = f_{\alpha} (G_{\alpha} - \rho_{\alpha} \varepsilon_{\alpha}) \quad (27)$$

onde o termo G_{α} é a geração de energia cinética turbulenta no interior da fase α , e C_1 e C_2 são constantes empíricas, respectivamente iguais a 1,44 e 1,92. As constantes σ_k e σ_{ε} tem valor, respectivamente, de 1,0 e 1,3.

A energia cinética turbulenta para da fase α K_{α} e à taxa de dissipação de energia cinética turbulenta da fase α ε_{α} , são apresentadas nas Equações 28 e 29 respectivamente.

$$K_{\alpha} = \frac{q_{\alpha}^2}{2} \quad (28)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{C_{\mu} q_{\alpha}^3}{l_{\alpha}} \quad (29)$$

Sendo l_{α} o comprimento de escala espacial, q_{α} é a escala de velocidade e C_{μ} é uma constante empírica definida na Equação 30.

$$C_{\mu} = 4C_{\alpha}^2 \quad (30)$$

Onde C_{α} é uma constante empírica.

A viscosidade turbulenta $\mu_{t\alpha}$, definida por:

$$\mu_{t\alpha} = C_{\mu} \rho_{\alpha} \frac{k_{\alpha}^2}{\varepsilon_{\alpha}} \quad (31)$$

O modelo de turbulência $k\omega$ é definido nas Equações 32 e 33.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U}_k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (32)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U}_{\omega}) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \right) \nabla \right] + a_1 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_1 \rho \omega^2 \quad (33)$$

2.7.3 ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM DUTOS

2.7.3.1 CONSIDERAÇÕES HIDRODINÂMICAS

Para definir o regime de escoamento no duto é calculado o número de Reynolds, como mostra a Equação 34.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (34)$$

A equação 35 mostra a equação da velocidade máxima para escoamento turbulento, dada por:

$$U_{max} = U \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (35)$$

onde U é a velocidade média e o expoente n é definido em função do número de Reynolds (Re), pela Equação 36 e 37.

$$n = 1,8 \log(Re) - 1,7 \quad (36)$$

$$n = k \sqrt{\frac{8}{f}} \quad (37)$$

onde f é o fator de atrito e $k = 0,41$ é denominada constante de *Von Karman*. Também pode-se determinar n com a Tabela 3.

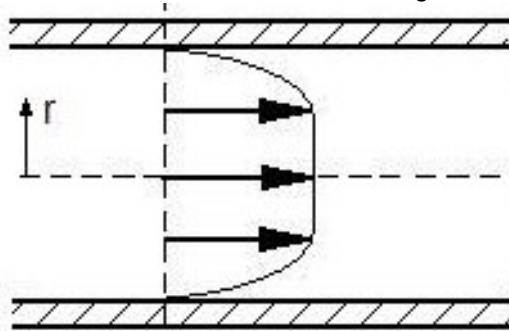
Tabela 3: Relação entre o número de Reynolds e o fator " n " para o escoamento turbulento.

Fonte: Adaptado de FOX *et al.* (2004)

Re	4×10^3	10^5	10^6	$> 4 \times 10^6$
n	6	7	9	10

O perfil de velocidade turbulento pode ser visto na Figura 2.18.

Figura 2.18. Perfil de velocidade do regime turbulento



O perfil de velocidade para escoamento turbulento é dado pela equação 38.

$$v(r) = 2\bar{v} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \quad (38)$$

Onde \bar{v} é a velocidade média, que é 2 vezes a velocidade máxima, R é o raio do duto, e r é a posição radial.

O perfil de velocidade para o regime turbulento é mais achatado do que o perfil de velocidade do regime laminar, pois devido às forças dos vórtices, o perfil não se estende tanto quanto o perfil de velocidade no regime laminar. As forças geradas pelos vórtices são aleatórias, ou seja, há forças no sentido da direita para a esquerda e da esquerda para a direita, por exemplo, mas como o escoamento vai da esquerda para a direita, as forças neste sentido superam as forças contrárias.

2.7.3.2 EQUACIONAMENTO DA PERDA DE CARGA EM DUTOS CURVADOS

O equacionamento utilizado em conexões curvadas é realizado pela determinação do coeficiente de perda de carga pontual.

O coeficiente de perda de carga pontual k_L é dependente da relação (R_c/D) que é o raio de curvatura R_c dividido pelo diâmetro da tubulação D , como também do ângulo α de curvatura. Na Equação 39 tem-se que:

$$k_L = 0,21 \frac{A}{(R_c/D)^q} \quad (39)$$

Na equação 40, o coeficiente k_L para escoamentos com número de Reynolds até 2×10^5 e de parede lisa, os coeficientes A e q são dados apresentados por (SARMENTO, 2012):

$$A = \begin{cases} 0,9 \operatorname{sen} \alpha, & \text{para } \alpha < 70^\circ \\ 1, & \text{para } \alpha = 90^\circ \\ 0,7 + 0,35 \left(\frac{\alpha}{90^\circ} \right), & \alpha > 70^\circ \end{cases} \quad (40)$$

$$q = \begin{cases} \frac{1}{2}, & \text{para } \left(\frac{R_c}{D} \right) > 1,5 \\ \frac{5}{2}, & \text{para } \left(\frac{R_c}{D} \right) < 1,5 \end{cases}$$

onde o termo R_c é o raio de curvatura da conexão curvada, D o diâmetro interno da tubulação e α é o ângulo de curvatura da tubulação.

A perda de carga em conexões curvadas pode ser determinada de dois métodos diferentes: analítico e numérico.

a) Método analítico

Este método usa equações analíticas, para calcular a diferença de pressão manométrica média, em conexão curvada acoplada em oleoduto. A soma de perda de carga em cada trecho é somada e determinada à perda de carga total, mostrando na Equação 41.

$$\Delta P_{man,total} = \Delta P_{man,horizontal} + \Delta P_{man,curvatura} + \Delta P_{man,vertical} \quad (41)$$

Calculando a diferença de pressão em cada parcela tem-se:

✓ Trecho horizontal

$$\Delta P_{man,horizontal} = \rho f \left(\frac{L_H}{D} \right) \left(\frac{U^2}{2} \right) \quad (42)$$

✓ Trecho curvatura

$$\Delta P_{man,curvatura} = K_L \left(\frac{\rho U^2}{2} \right) \quad (43)$$

✓ Trecho vertical

$$\Delta P_{man,vertical} = \rho g L_v \pm f \rho \left(\frac{L_v}{D} \right) \left(\frac{U^2}{2} \right) \quad (44)$$

onde, L_H e L_V são respectivamente, os comprimentos horizontal e vertical, D o diâmetro interno da tubulação, U a velocidade média do escoamento, ρ a densidade do fluido, g e a aceleração da gravidade, f e o fator de atrito e K_L representa o coeficiente de perda localizada, calculado pela Equação 43.

b) Método numérico

O método numérico utiliza equações diferenciais parciais para o cálculo da diferença de pressão média absoluta. O *software Ansys CFX* define a pressão absoluta como:

$$P_{abs,cfx} = P_{ref} + P_{stat} \quad (45)$$

onde P_{ref} é a pressão de referência, P_{stat} é a pressão estática e $\rho g L$ é a pressão hidrostática.

O cálculo da diferença de pressão absoluta média total pode ser determinado no ANSYS em conexão curvada acoplada em oleoduto, da forma:

$$\Delta P_{abs,total} = \Delta P_{abs,horizontal} + \Delta P_{abs,joelho} + (\Delta P_{abs,vertical} + \rho g L) \quad (46)$$

onde, a pressão absoluta média na seção transversal da tubulação é definida por:

$$P_{abs,n} = \frac{1}{A} \int P_{abs} dA \quad (47)$$

Em que, n é referente ao plano da seção transversal em estudo. Comparando a equação analítica com a numérica, tem-se a equivalência.

$$(\Delta P)_{total} \approx (\Delta P)_{abs,CFX} \quad (48)$$

onde o erro dessa equivalência pode ser determinado por:

$$E_{rel} = \frac{|(\Delta P)_{total} - (\Delta P)_{absoluta, cfx}|}{(\Delta P)_{total}} \quad (49)$$

2.7.3.3 EQUACIONAMENTO PARA ESCOAMENTO NÃO ISOTÉRMICO

O comprimento de entrada térmico para o escoamento turbulento pode ser calculado pela Equação 50;

$$L_{termico} = 10D \quad \text{Turbulento} \quad (50)$$

Em escoamentos internos é importante definir o conceito de temperatura média, como a temperatura que se obtêm ao retirar uma amostra de fluido em toda seção transversal do duto. Em casos reais, a temperatura não é constante em escoamentos com transferência de calor por convecção, logo para escoamentos em tubos circulares com ρ e C_p constantes tem-se que:

$$T_m = \frac{2}{u_m r_0^2} \int_0^{r_0} u T r dr \quad (51)$$

A temperatura média é importante, pois é a temperatura de referência para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e outras propriedades dos fluidos.

A lei de resfriamento de Newton aplicada em tubos circulares é mostrada na Equação 52.

$$q'' = h(T_s - T_m) \quad (52)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor local, T_s é a temperatura da superfície do tubo e T_m é a temperatura média.

A temperatura adimensional é calculada na Equação 53, onde essa diferença de temperaturas indica a forma do perfil de temperatura.

$$\theta = \left[\frac{T_s - T}{T_s - T_m} \right] \quad (53)$$

onde T é a temperatura local do fluido.

Quando um fluido recebe um fluxo de calor ao longo da parede do tubo, sua temperatura varia tanto na direção radial, como na axial, logo para determinar se o perfil de temperatura está plenamente desenvolvido, a derivada da temperatura adimensional, é independente da direção axial, assim;

$$\frac{d\theta}{dx} = 0 \quad \text{Quando o perfil térmico desenvolvido} \quad (54)$$

3.0 METODOLOGIA

3.1 DESCRIÇÃO DA GEOMETRIA DO PROBLEMA – DOMÍNIO FÍSICO

Na indústria petrolífera são comuns trechos de tubulações de transporte de fluídos com centenas de quilômetros, logo o trecho estudado é uma fração de uma tubulação real. As técnicas de detecção de vazamentos também apresentam limitações quanto ao comprimento do trecho analisado.

O problema estudado consiste na análise de um vazamento em uma tubulação com uma conexão curvada em ângulo 90° . Cada ramo da tubulação tem 4 metros de comprimento, e a curvatura tem ângulo de 90° , com raios de curvatura estudados de 100,150 e 200 mm. O vazamento está localizado na parte superior da curvatura, tendo 5 mm de diâmetro; toda a tubulação tem diâmetro de 100 mm, como mostrado nas Figuras 3.1 e 3.2.

Figura 3.1 Esquema da tubulação nessa pesquisa

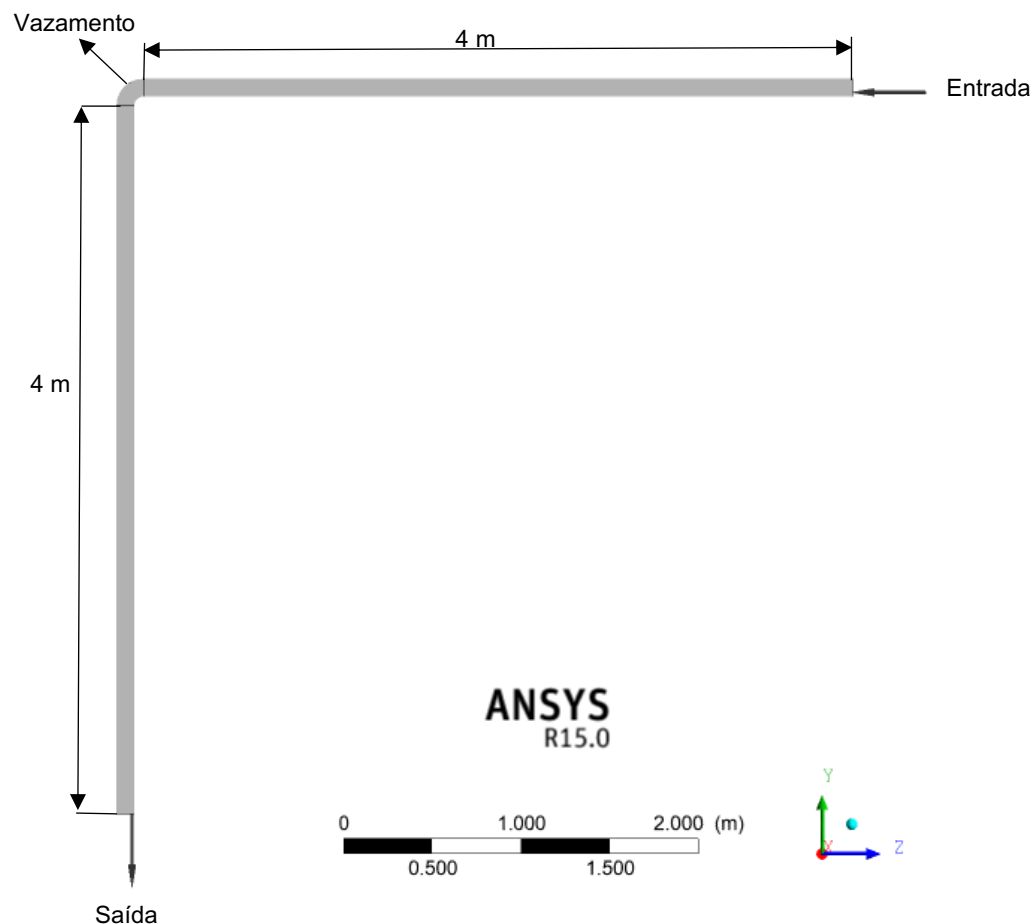
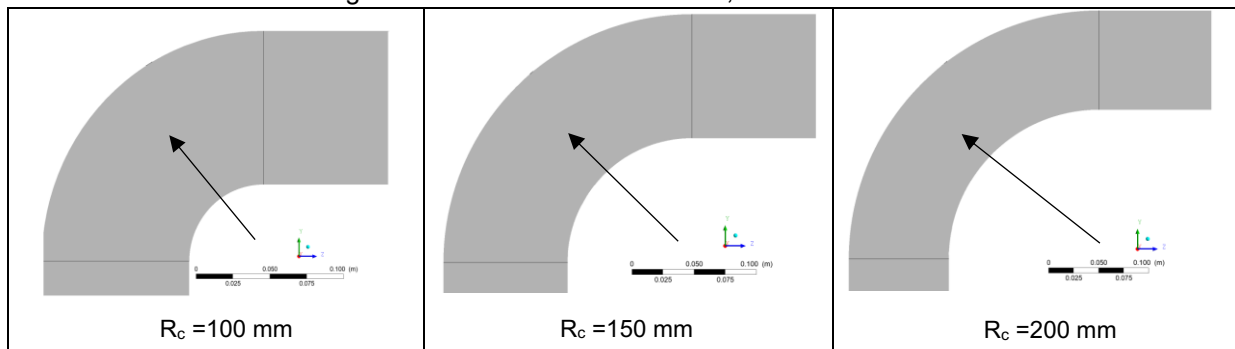


Figura 3.2 Raios de curvatura 100,150 e 200 mm



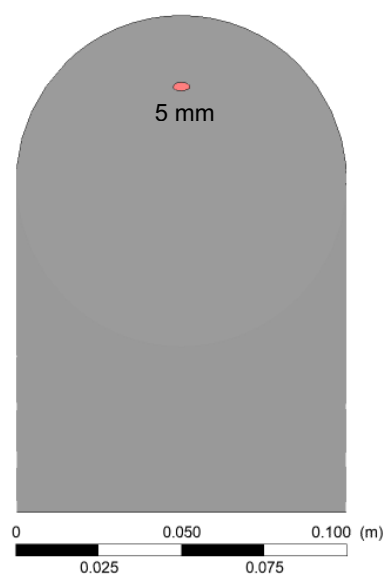
O raio de curvatura tem influência no comprimento da tubulação, pelo comprimento da curvatura, dada pela Equação 55.

$$L_c = R_c \pi^2 \quad (55)$$

onde L_c é o comprimento da curvatura e R_c é o raio de curvatura do joelho.

Para o estudo de vazamentos na tubulação é definido o diâmetro de 5 mm, este tamanho foi definido em virtude de que os métodos de detecção de vazamentos não terem sensibilidade para indicar perdas nessa magnitude. O diâmetro do vazamento é mostrado na Figura 3.3.

Figura 3.3. Diâmetro do vazamento.



Na Tabela 4 está representado um resumo das dimensões das tubulações estudadas.

Tabela 4: Dimensões das geometrias.

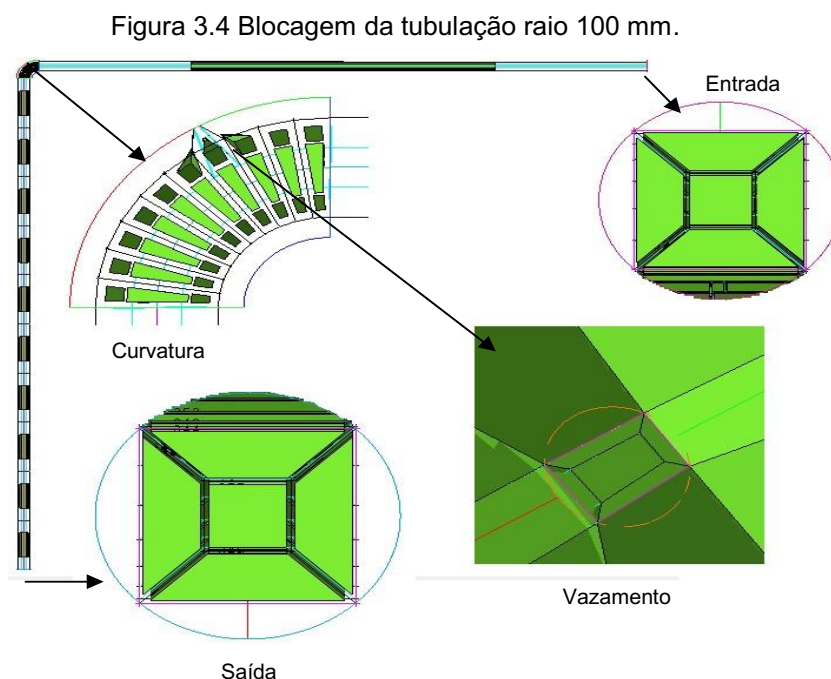
Dimensões da Geometria		G ₁	G ₂	G ₃
Comprimento total do duto (mm)		8150	8230	8320
Comprimento do ramal horizontal (mm)		4000	4000	4000
Comprimento do Ramal vertical (mm)		4000	4000	4000
Raio de Curvatura (mm)	(R_c)	100	150	200
Razão entre o raio de curvatura e o diâmetro	(R_c/D)	1,0	1,5	2,0
Diâmetro do duto (mm)	(D)	100	100	100
Diâmetro do vazamento (mm)		5	5	5

3.2 GERAÇÃO DA MALHA NUMÉRICA

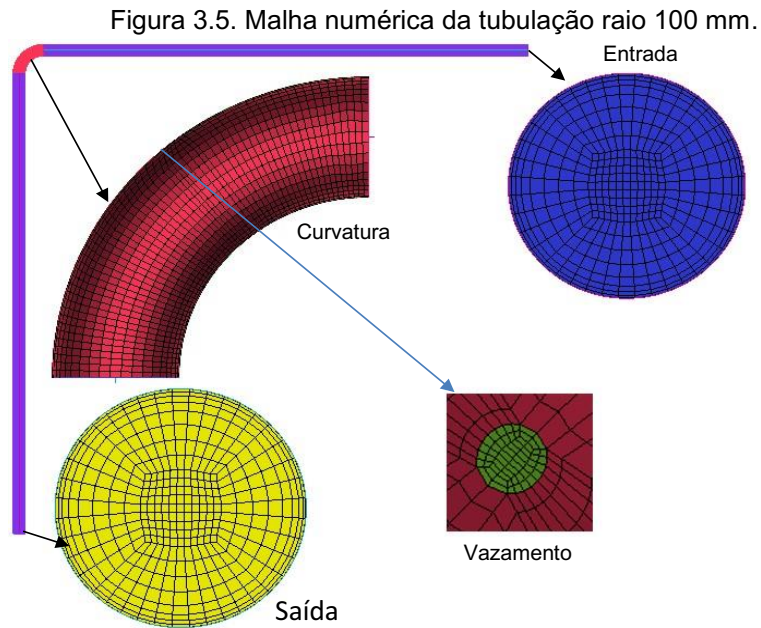
A geração da malha numérica é a etapa primordial para um bom resultado em uma simulação computacional, pois os resultados dependem diretamente da qualidade da malha utilizada.

A malha numérica, para cada geometria estudada, foi construída a partir de várias estratégias de blocagem, tendo como parâmetros a qualidade da mesma e uma densidade de pontos nodais compatíveis.

Cada uma das malhas foi gerada no ICEM[®] CFD v12.1. Com isso todas as malhas foram construídas de maneira análogas. Está ilustrada na Figura 3.4 a blocagem usada para construção da malha com raio de curvatura igual a 100 mm.



A partir da blocagem foi possível gerar a malha da tubulação apresentada na Figura 3.5.



As malhas numéricas para as geometrias com raio de curvatura de 100, 150 e 200 mm tem 656.302, 678.943 e 691.593 elementos hexaédricos respectivamente. Foi dada uma atenção maior na região da curvatura, pois nesta região, é onde ocorrem os fenômenos de escoamento mais complexos e também onde está localizado o vazamento da tubulação, na posição superior da curvatura.

3.3 MODELO MATEMÁTICO

Nas simulações numéricas, para os casos estudados, foram adotadas as algumas considerações para escoamento monofásico (óleo), bifásico (óleo-água) e trifásico (óleo-água-gás): em regime permanente e transiente, isotérmico e não isotérmico.

As seguintes considerações foram adotadas.

- Domínio tridimensional; isotérmico ou não isotérmico dependendo do caso estudado;
- Regime permanente e transiente, de acordo com caso resolvido;
- Fluidos incompressíveis com propriedades físico-químicas constantes;
- Não há ocorrência de reações químicas;
- O efeito da gravidade é levado em consideração;

- Foi adotada a abordagem Euleriana-Euleriana, empregando o modelo de transferência interfacial de partículas e adotando-se a água e gás como as fases dispersas;
- Foi considerado diâmetro para a fase dispersa ($d_p = 0,001$ mm);
- Modelo turbulência SST foi utilizado para a fase contínua e para fase dispersa foi utilizado o modelo de zero equação;
- Não há transferência de massa entre as correntes de óleo, água e gás;
- As forças interfaciais de não arraste (forças de sustentação, lubrificação de parede, massa virtual, dispersão turbulenta e pressão de sólido) foram desprezadas;
- Foi adotado o valor de coeficiente de arraste constante e igual a 0,44;
- Tubo liso.

Com base nestas considerações, as equações de conservação de massa e momento linear e energia são simplificadas da forma (Equações 6, 7 e 10).

- Equação da conservação da massa

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = 0 \quad (56)$$

onde f , ρ e \vec{U} são, respectivamente fração volumétrica, massa específica e vetor velocidade da fase α .

- Equação de conservação de momento linear

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \nabla [f_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)] = \\ -f_\alpha \nabla \rho_\alpha + \nabla \cdot \{f_\alpha \mu_\alpha [\nabla \vec{U}_\alpha + (\nabla \vec{U}_\alpha)^T]\} + \vec{S}_{ma} + \vec{M}_A \end{aligned} \quad (57)$$

O termo \vec{M}_A é a força de arraste da fase α representa as forças interfaciais, das quais neste trabalho foi considerada somente a força de arraste, definida por:

$$\vec{M}_A = \frac{3}{4} C_d f_\alpha \rho_\alpha |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \quad (58)$$

- Equação de conservação da energia

$$\frac{\partial}{\partial t} (f_{\alpha} \rho_{\alpha} h_{\alpha}) + \nabla \cdot [f_{\alpha} (\rho_{\alpha} \vec{U}_{\alpha} h_{\alpha} + \lambda_{\alpha} \nabla T_{\alpha})] = Q_{\alpha} \quad (59)$$

Foi utilizado o modelo de turbulência SST para a fase contínua (óleo), que tem sua formulação baseada nos modelos $k\varepsilon$ e $k\omega$. A proposta do modelo é fazer uma transição suave do modelo no cálculo da turbulência, dependendo da região onde ocorre o escoamento: longe da parede, utiliza-se o $k\varepsilon$, próximo à parede o $k\omega$. Para a fase dispersa (água e gás), foi utilizado o modelo zero equação.

Para os casos estudados adotou-se as propriedades dos fluidos ilustradas na Tabela 5.

Tabela 5. Propriedades dos fluidos.

Propriedades Físicas	Óleo (Fase contínua) ¹	Água (Fase dispersa) ¹	Gás (Fase dispersa) ²
Densidade (kg/m ³)	868,7	998	0,714
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	0,044	0,0008899	0,000001118
Diâmetro da partícula (mm)		0,001	0,001
		Óleo/Água	Óleo/Gás
Tensão Superficial (N/m)		0,03	0,044

Fonte: XU *et al.* (2010)¹, http://www.gamagases.com.br/propriedades_metano.htm²

As propriedades físico-químicas dos fluidos utilizados, óleo, água e gás foram obtidas na temperatura de 293,15 K.

As condições de contorno aplicadas nos casos de validação nas fronteiras do domínio físico são apresentadas na Tabela 6

Tabela 6. Resumo das condições de contorno adotadas para o problema em estudo.

Seção de entrada da tubulação	Valor prescrito e não nulo para a componente de velocidade: 6 m/s
Seção de saída	Valor prescrito para a pressão média: P= 1bar
Vazamento	Valor prescrito para a pressão média: P= 1bar
Paredes da tubulação	Condição de não deslizamento

Os casos estudados são mostrados na Tabela 7, 8 e 9.

Tabela 7. Casos isotérmicos estudados para validação do modelo matemático.

Caso	Raio de curvatura (mm)	Tipo de escoamento	Fração volumétrica (%)		
			Óleo	Água	Gás
1	100	Monofásico	100	-	-
2	150	Monofásico	100	-	-
3	200	Monofásico	100	-	-
4	100	Bifásico	99,9999	0,0001	-
5	150	Bifásico	99,9999	0,0001	-
6	200	Bifásico	99,9999	0,0001	-
7	100	Trifásico	99,9998	0,0001	0,0001
8	150	Trifásico	99,9998	0,0001	0,0001
9	200	Trifásico	99,9998	0,0001	0,0001

Tabela 8. Casos escoamento multifásico isotérmico estudados.

Caso	Raio de curvatura (mm)	Tipo de escoamento	Fração volumétrica (%)			Modelo de turbulência
			Óleo	Água	Gás	
10	100	Bifásico	92	08	-	SST
11	150	Bifásico	92	08	-	SST
12	200	Bifásico	92	08	-	SST
13	100	Trifásico	92	04	04	SST
14	150	Trifásico	92	04	04	SST
15	200	Trifásico	92	04	04	SST

Tabela 9. Casos escoamento multifásico não isotérmico estudados.

Caso	Raio de curvatura (mm)	Tipo de escoamento	Fração volumétrica (%) / Temperatura (K)			Modelo de turbulência
16	100	Trifásico	92 / 363K	04 / 323K	04 / 323K	SST
17	150	Trifásico	92 / 363K	04 / 323K	04 / 323K	SST
18	200	Trifásico	92 / 363K	04 / 323K	04 / 323K	SST

4.0 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O processo de simulação numérica ocorreu em duas etapas.

Na primeira etapa foi realizada uma simulação do escoamento em regime permanente com orifício do vazamento fechado. Os resultados deste caso foram usados como condição inicial para a segunda etapa.

A segunda etapa da simulação do escoamento, foi realizada em regime transiente, tendo como condição inicial, os resultados da simulação da primeira etapa, considerando, agora, o orifício do vazamento aberto.

4.1. VALIDAÇÃO (DUTO SEM VAZAMENTO)

Visando confrontar os resultados numéricos das simulações, com os resultados da solução analítica das Equações 38 e 42, foi comparado o resultado da queda de pressão em um trecho de um metro após o comprimento hidrodinâmico (Figura 4.1). Tomou-se os resultados analíticos do escoamento monofásicos turbulento de óleo, e comparou-se com os casos de escoamento bifásico 4, 5 e 6 (óleo e água) e trifásico 7, 8 e 9 (óleo, água e gás) com a fração volumétrica da fase dispersa na ordem de 0,0001%, em regime turbulento. Segundo Rosa (2012), quando o escoamento multifásico quando apresenta concentrações nesse patamar, o mesmo tem comportamento de um escoamento monofásico.

Todas as malhas foram validadas para os casos com escoamento bifásico e trifásico.

Contudo é apresentado apenas o resultado da validação da malha dos casos 4 e 7 com raio de curvatura 100 mm; para as outras malhas o procedimento foi idêntico.

Nas Figuras 4.2 e 4.3 são apresentados os perfis de velocidade para os escoamentos bifásicos e trifásicos com raio de curvatura de 100 mm. Observou-se uma boa concordância entre os resultados analíticos e numéricos.

Com isso o modelo matemático se mostra capaz de prever o escoamento multifásico (óleo – água) e (óleo água e gás) no interior do duto.

As discrepâncias mínimas existentes são em virtude de que a solução numérica adota menos considerações em relação as adotadas na solução analítica, conforme relata FOX et al. (2004).

Figura 4.1. Esquema da medição do comprimento hidrodinâmico e do comprimento usado para o cálculo da queda de pressão.

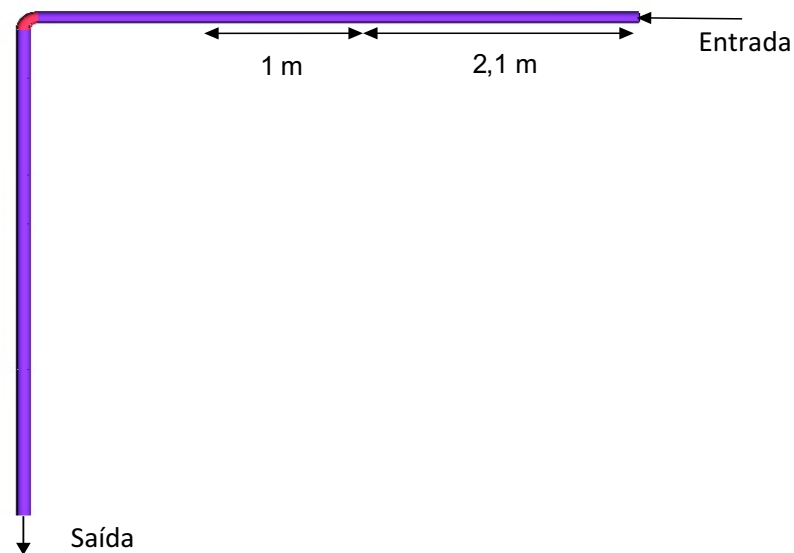


Figura 4.2. Comparação do perfil de velocidade do óleo para escoamento bifásico e turbulento após o comprimento hidrodinâmico.

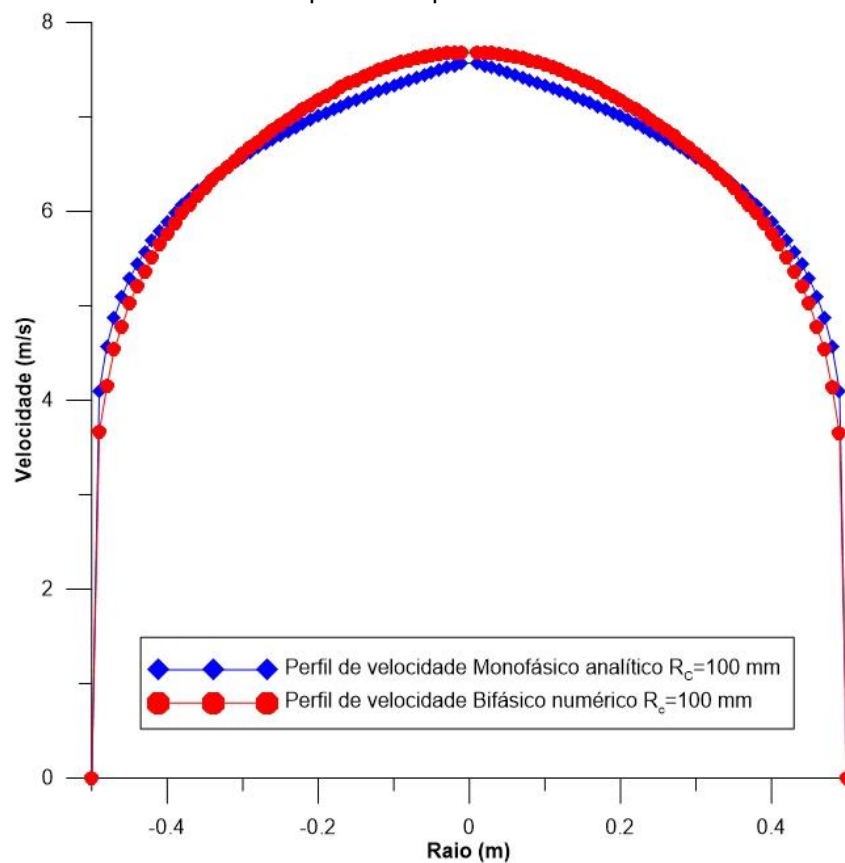
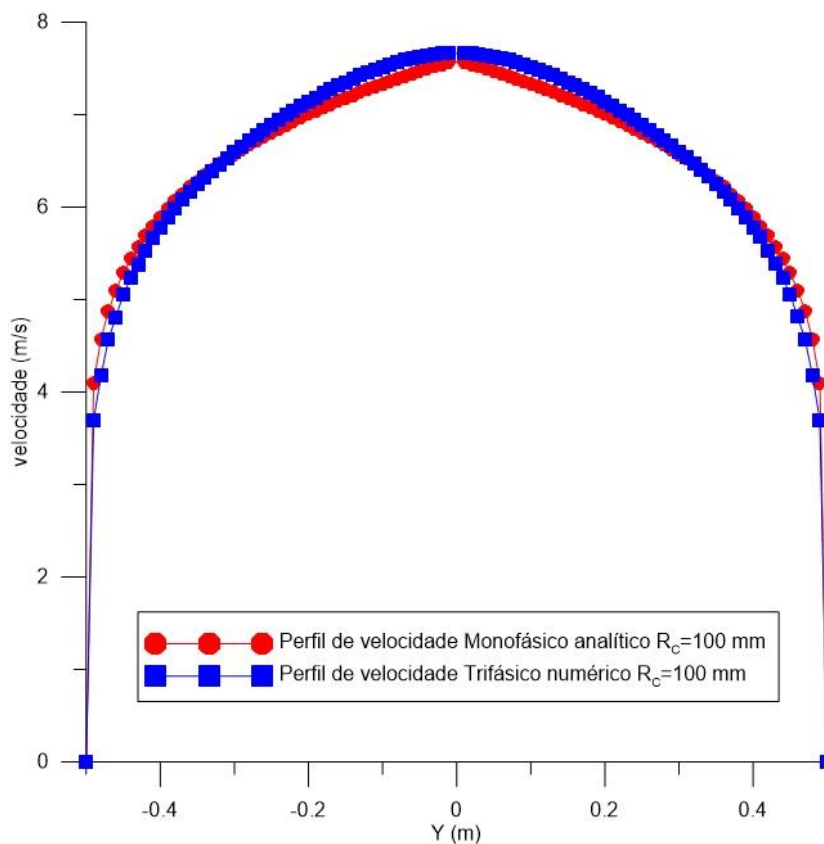


Figura 4.3 Comparação do perfil de velocidade do óleo para escoamento trifásico e turbulento após o comprimento hidrodinâmico.



A queda de pressão no trecho de um metro (Figura 4.1), para solução analítica foi calculada usando a equação 42 para escoamento monofásico em regime turbulento, e comparada com os resultados das simulações numéricas bifásicas e trifásicas em regime turbulento. Os resultados analíticos e numéricos estão apresentados na Tabela 10.

Tabela 10. Comparação da perda de carga.

Escoamento	Regime de Escoamento	ΔP Analítico (Pa)	ΔP Numérico (Pa)	Erro (%)
Bifásico (0,001%)	Turbulento	4736,27	4782,00	-0,96
Trifásico (0,001%)	Turbulento	4736,27	4798,00	-1,30

4.2 AVALIAÇÃO DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO

Foram avaliados os casos com escoamento monofásico de óleo, com as mesmas condições de contorno descrita na Tabela 6, e com o raio de curvatura de diferentes medidas (r100, r150 e 200 mm) para cada simulação.

4.2.1 CAMPO DE PRESSÃO (DUTO SEM VAZAMENTO)

Na Figura 4.4 (a) está representado o campo de pressão referente ao caso 1, tubulação com raio de curvatura de 100 mm. Observa-se que a pressão é maior na seção de entrada (163,59 kPa), e decresce até a saída para um valor de 103,91 kPa.

Na região da curvatura em destaque (c) observa-se um gradiente de pressão em virtude da mudança de direção do fluido. O gradiente de pressão no joelho ocorre devido a separação do escoamento no centro da curvatura da tubulação; isso faz que a região de menor raio da curvatura tenha uma maior pressão, em decorrência da dificuldade do fluido de mudar de direção.

O ΔP na curvatura da tubulação é de 3,37 kPa para o resultado numérico. O valor do ΔP analítico para escoamento do mesmo óleo é de 3,283 kPa, com isso tem-se um erro de aproximadamente 2,5%.

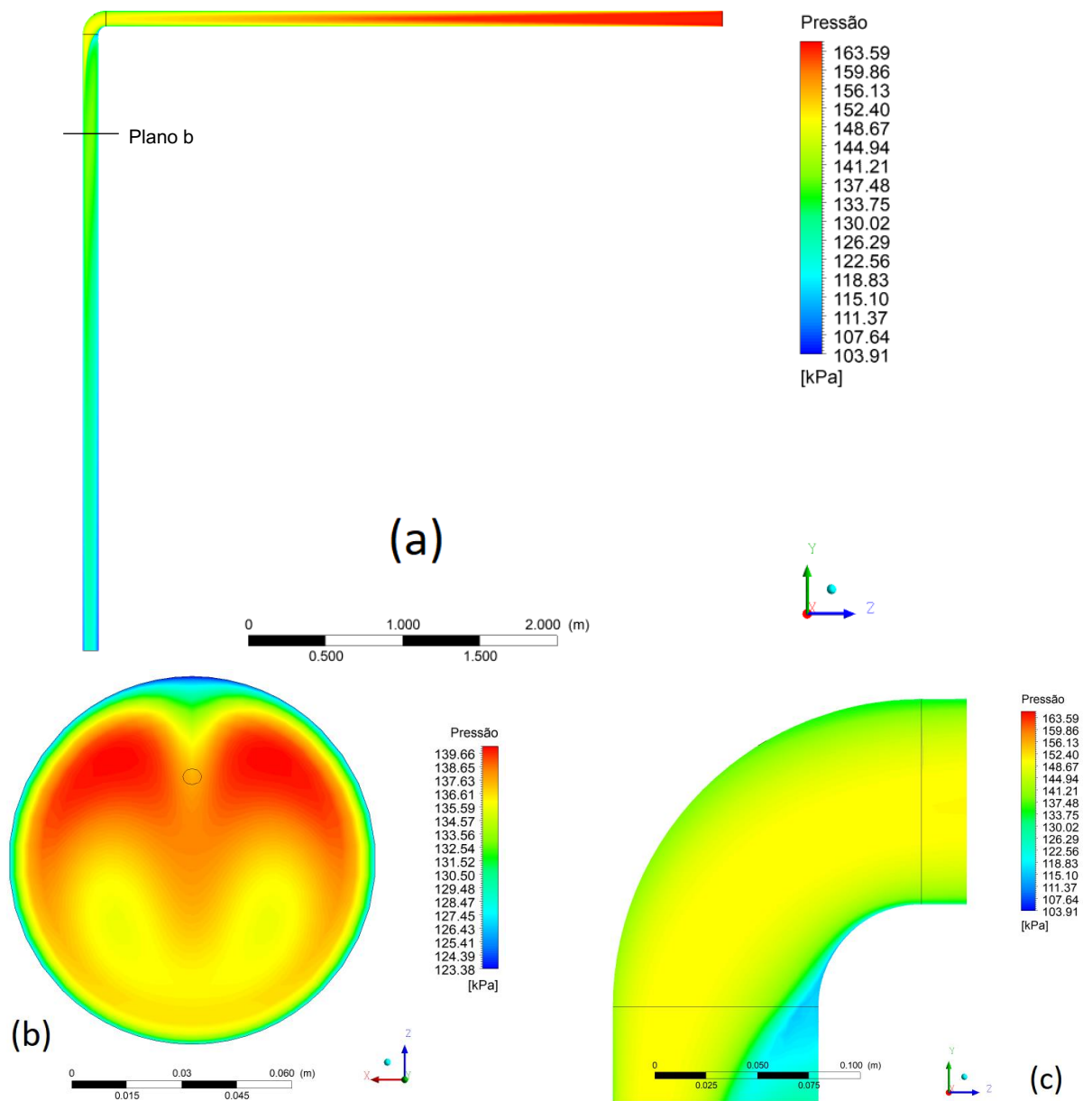
Outro evento que ocorre no escoamento, na região da curvatura é a formação de escoamentos rotativos secundários, no plano xz a 0,5 m depois da curvatura (b), a distribuição de pressão que indica a presença de recirculações, que são alimentados pela pressão do escoamento; isto faz com que a perda de pressão na curvatura seja acentuada, comportamento esse também descrito na literatura (MUSSON, 2004; LANCASTER, 1996).

Na Figura 4.5 (a) são apresentados os resultados da distribuição de pressão referente ao caso 2 (tubulação com raio de curvatura de 150 mm). Observa-se o comportamento semelhante ao apresentado na Figura 4.4, com uma pressão de 162,77 kPa, decrescendo para 103,95 kPa na saída da tubulação.

Na região de curvatura (c) em destaque tem-se um comportamento semelhante, ao caso 1, mas com um maior descolamento do óleo na região inferior da curvatura em virtude do seu maior raio. Neste caso obteve-se um ΔP numérico de 2,65 kPa. O valor analítico do ΔP no mesmo trecho, foi de 2,681 kPa.

Comparando os casos 1 e 2, o maior raio de curvatura teve influência na redução da perda de carga em 13,5 %, mesmo com maior comprimento da curvatura.

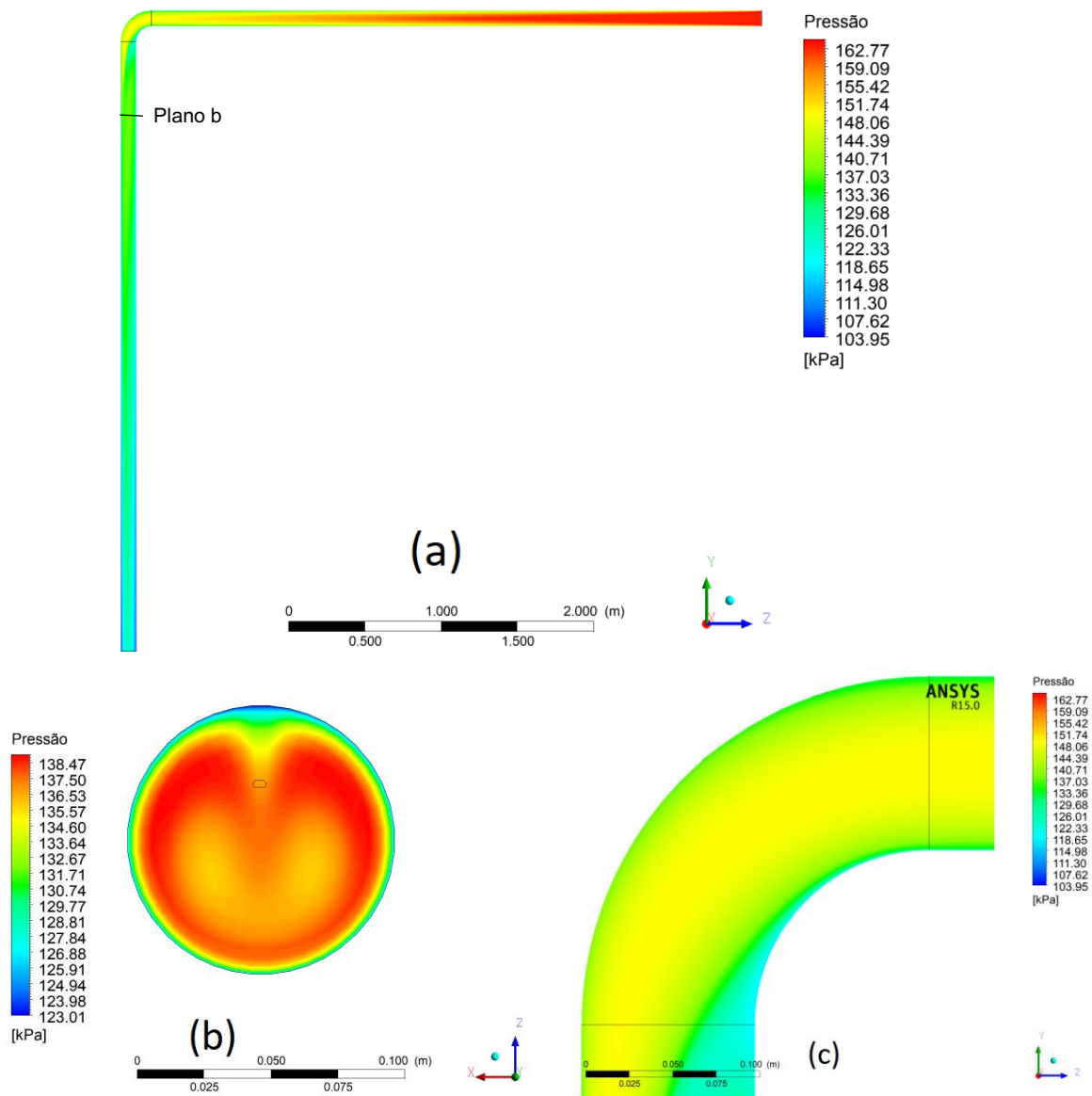
Figura 4.4. Campo de pressão no escoamento monofásico de óleo (caso 1 $R_c = 100$ mm)



Na Figura 4.6 (a) ilustra-se o campo de pressão referente ao caso 3 (tubulação com raio de curvatura de 200 mm). Verificou-se comportamento semelhante aos casos anteriores, com uma pressão na entrada de 162,45 kPa, e na saída de 104,03 kPa.

Na região da curvatura (c), em destaque, observa-se um comportamento semelhante aos casos 1 e 2, mas com um maior descolamento do óleo na região inferior da curvatura, em virtude do seu maior raio de curvatura, tendo um ΔP numérico de 2,582 kPa.

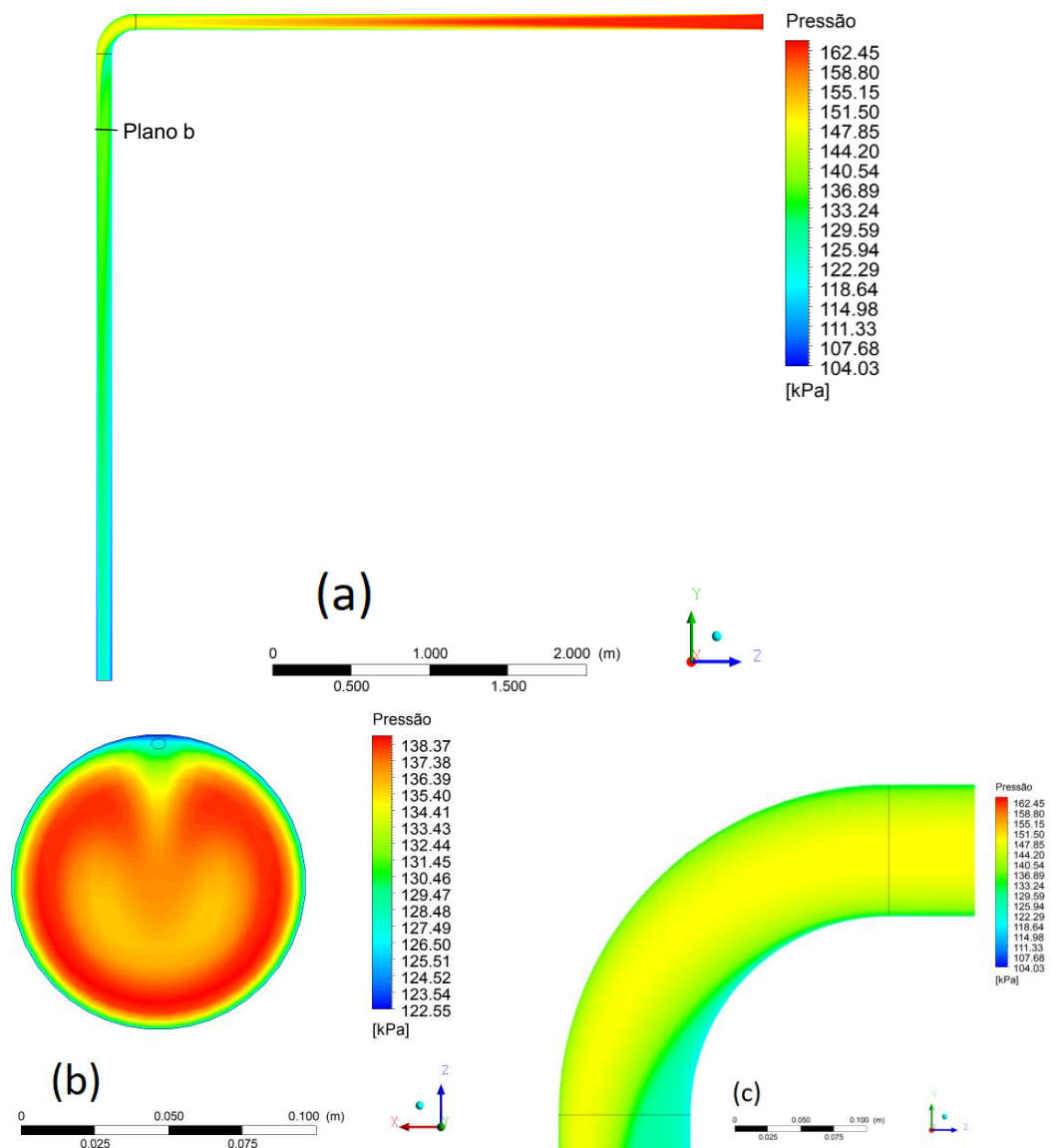
Figura 4.5. Campo de pressão no escoamento monofásico de óleo (caso 2 $R_c = 150$ mm).



No corte transversal do plano xz (Figura 4.6 (b)), apresenta-se o escoamento secundário, em 0,5 metros após a curvatura, comparando com os casos 1 e 2, observa-se que os efeitos de recirculação são de menor intensidade.

Comparado com os casos anteriores, o maior raio de curvatura faz com que a mudança de direção seja menos abrupta em relação àquela que se obtém em tubulações de menor raio de curvatura. Comparando os resultados dos casos 1 e 2, com aquela para uma tubulação com 200 mm de raio de curvatura, verificou-se que há uma redução de 28,2% na queda de pressão em relação a tubulação do caso 1. Para o caso 2, esse valor foi de 8,8% de redução.

Figura 4.6. Campo de pressão no escoamento monofásico de óleo (caso 3 $R_c = 200$ mm).



Pelos resultados apresentados na avaliação do campo de pressão, pode-se afirmar que o raio de curvatura teve influência na perda de carga no escoamento monofásico de óleo. As perdas localizadas em decorrência da curvatura na tubulação representaram grande parte, da perda de carga total ao longo da tubulação; quanto maior a relação R_c/D , menor a perda de carga na curvatura.

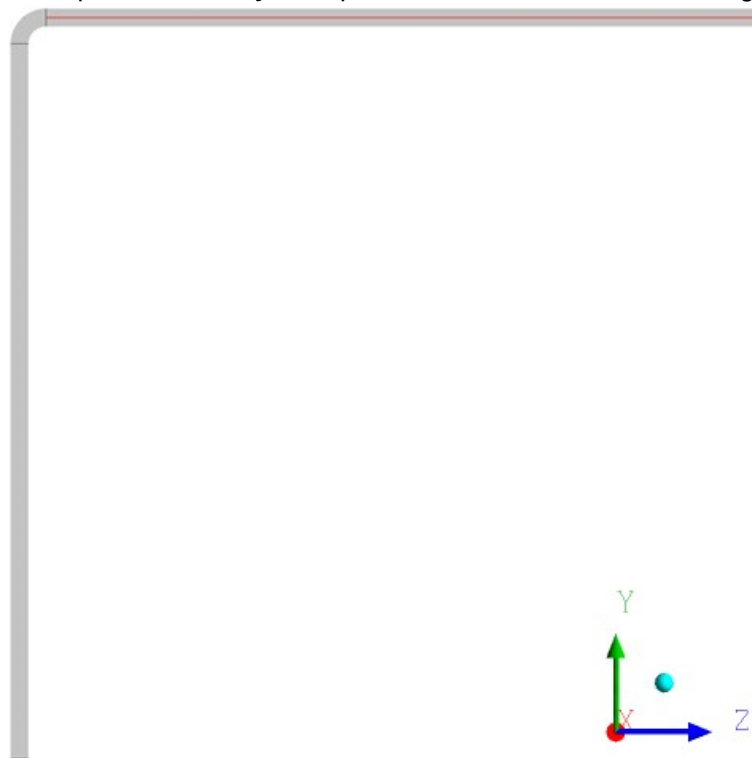
4.2.2 QUEDA DE PRESSÃO (DUTO SEM VAZAMENTO)

Nesta seção foi analisada a queda de pressão ao longo do ramal de entrada da tubulação, para o escoamento monofásico de óleo, e com raio de curvatura

diferente para cada simulação, tendo o objetivo de analisar o efeito geométrico na queda de pressão.

A Figura 4.7 apresenta a linha (L1) onde se fez a tomada de pressão ao longo da tubulação.

Figura 4.7. Esquema de medição de pressão numa linha central ao longo do ramal superior.

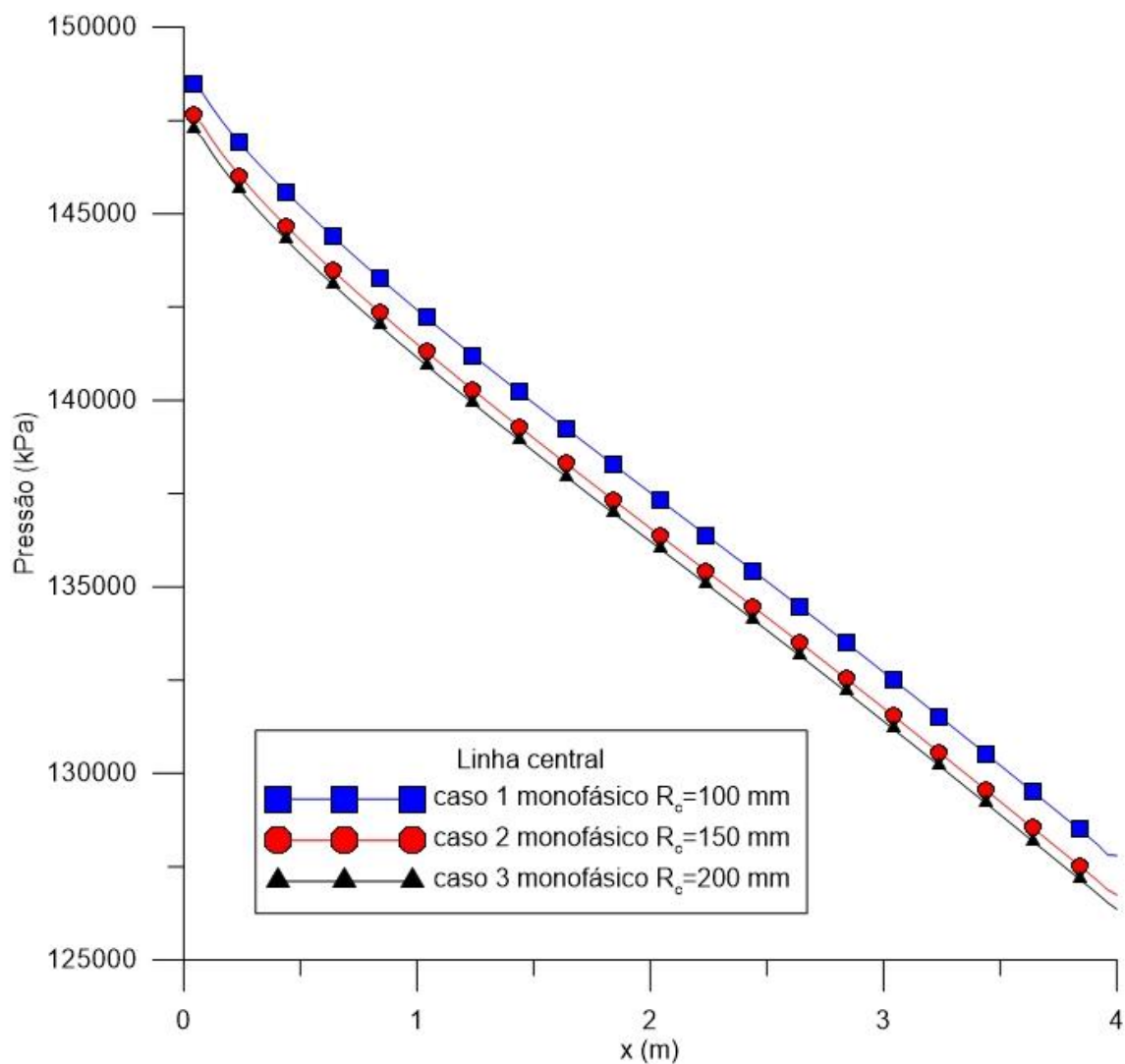


O gráfico da queda de pressão no ramal da tubulação. (Figura 4.8) mostra que o raio de curvatura exerce pouca influência na perda de carga do escoamento no trecho analisado.

A tubulação com raio de curvatura de 200 mm teve a maior perda de carga: 20,92 kPa no trecho analisado. Nos casos 1 e 2 obteve-se, respectivamente, uma perda de carga de 20,69 e 20,89 kPa, no mesmo trecho. O fato pode ser atribuído, no caso da tubulação com menor raio de curvatura, ao maior gradiente de pressão na curvatura. Isso faz com que haja uma aceleração do fluido na linha e redução na perda de energia no escoamento do ramal de entrada.

Pode-se observar na Figura 4.8 que as curvas do gráfico de queda de pressão seguem o mesmo comportamento durante o escoamento para os casos analisados.

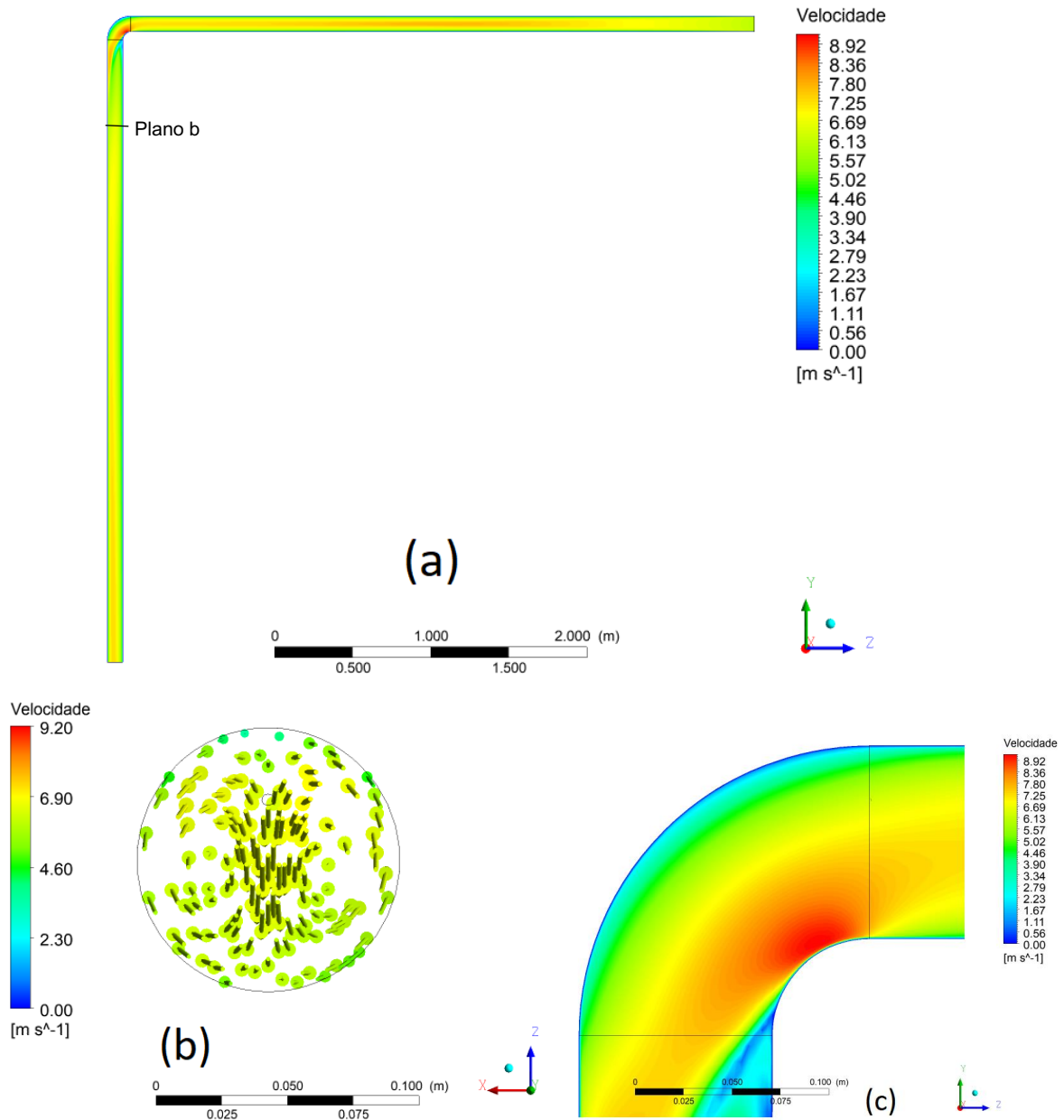
Figura 4.8. Queda de pressão na linha central do ramal horizontal para o escoamento monofásicos do óleo (duto sem vazamento)



4.2.3 CAMPO DE VELOCIDADE (DUTO SEM VAZAMENTO)

Este tópico tem como objetivo analisar a influência do raio de curvatura sobre o campo de velocidade, para os casos 1, 2 e 3. Estes resultados são apresentados nas Figuras 4.9, 4.10 e 4.11, respectivamente.

Figura 4.9. Campo de velocidade escoamento monofásico de óleo caso 1 ($R_c = 100$ mm).

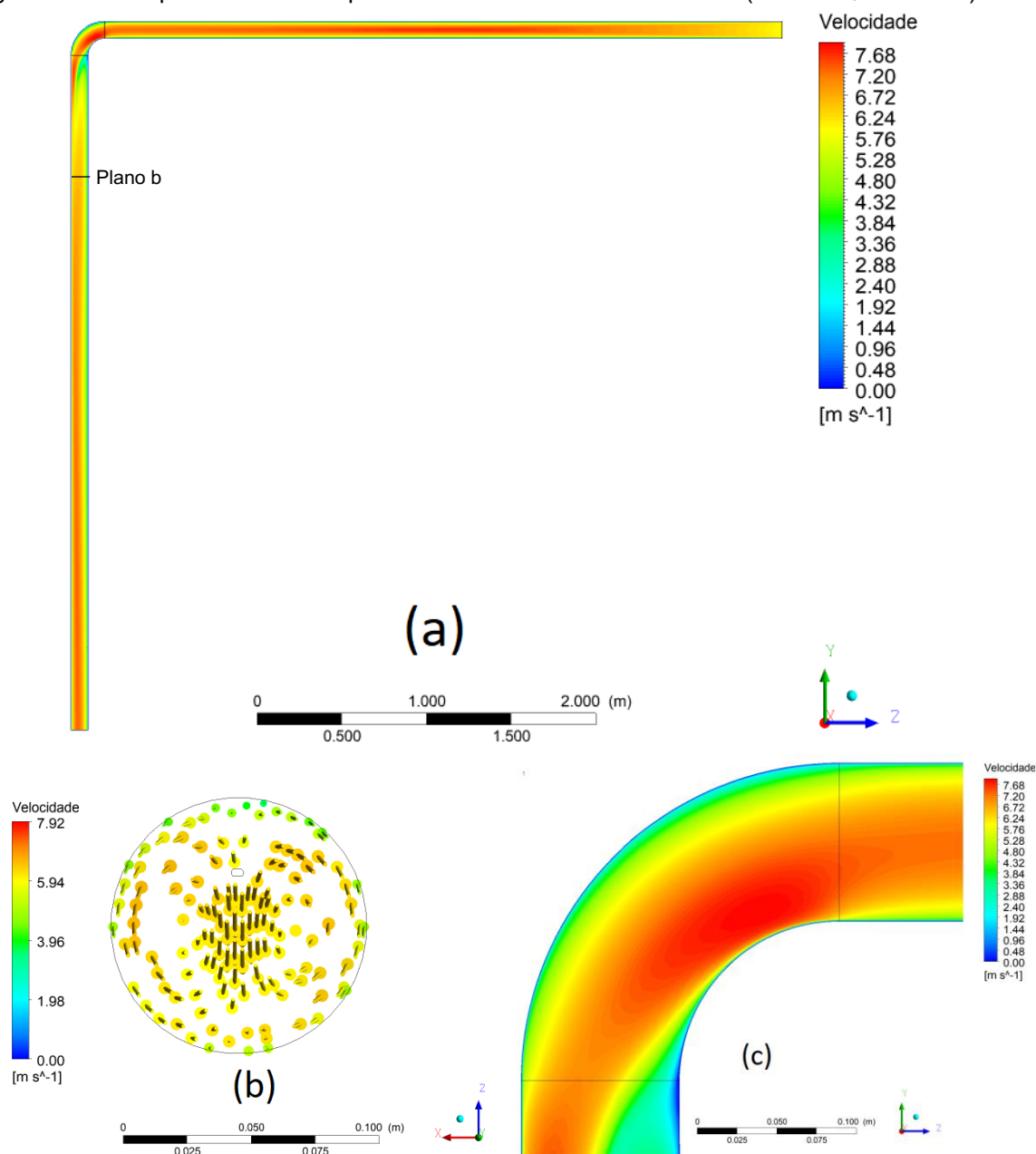


Para o caso 1, duto com raio de curvatura de 100 mm, e uma velocidade de entrada na tubulação de 6 m/s, o comportamento do escoamento indica que a velocidade aumenta até atingir a condição escoamento plenamente desenvolvido, onde as tensões de cisalhamento e o perfil de velocidade são constantes.

Na região da curvatura, percebe-se uma aceleração do fluido em virtude da mudança de direção. Na parte inferior da curvatura, a velocidade do escoamento aumenta para um valor de 8,918 m/s, o que representa um acréscimo de 48%

em relação a velocidade de entrada. Após a curvatura a velocidade tem seu valor reduzido, e por fim atinge um novo equilíbrio.

Figura 4.10. Campo de velocidade para o escoamento monofásico óleo (caso 2 $R_c = 150$ mm).



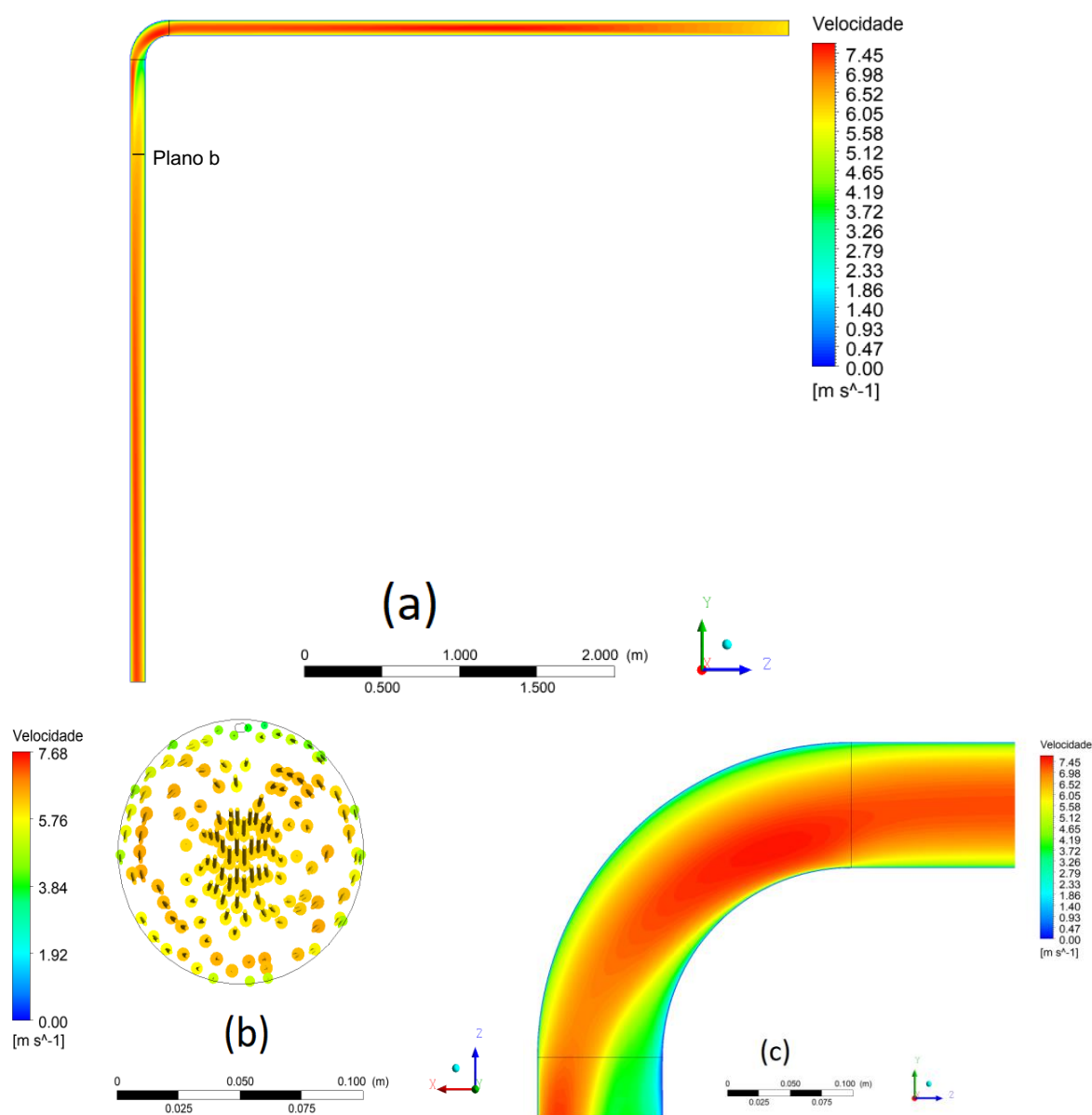
Na Figura 4.10, é ilustrado o campo de velocidade referente ao caso 2 (raio de curvatura de 150 mm). Observou-se um comportamento semelhante ao apresentado para o caso 1, atingindo a condição de escoamento plenamente desenvolvido na metade do ramal de entrada.

Na curvatura nota-se uma aceleração do fluido, em sua parte inferior, com uma velocidade de 7,680 m/s o que representa um acréscimo de 28% em relação

a velocidade de entrada. Comparada com o caso anterior teve-se um decréscimo de 16,2%.

Na Figura 4.11, caso 3, percebe-se um comportamento análogo aos casos 1 e 2, onde o escoamento tem seu equilíbrio hidrodinâmico atingido, na metade do ramal de entrada.

Figura 4.11. Campo de velocidade para o escoamento monofásico óleo (caso 3 $R_c = 200$ mm).



Na curvatura tem-se, como nos outros casos, uma aceleração do fluido chegando ao valor de 7,438 m/s. Comparando com a velocidade de entrada de

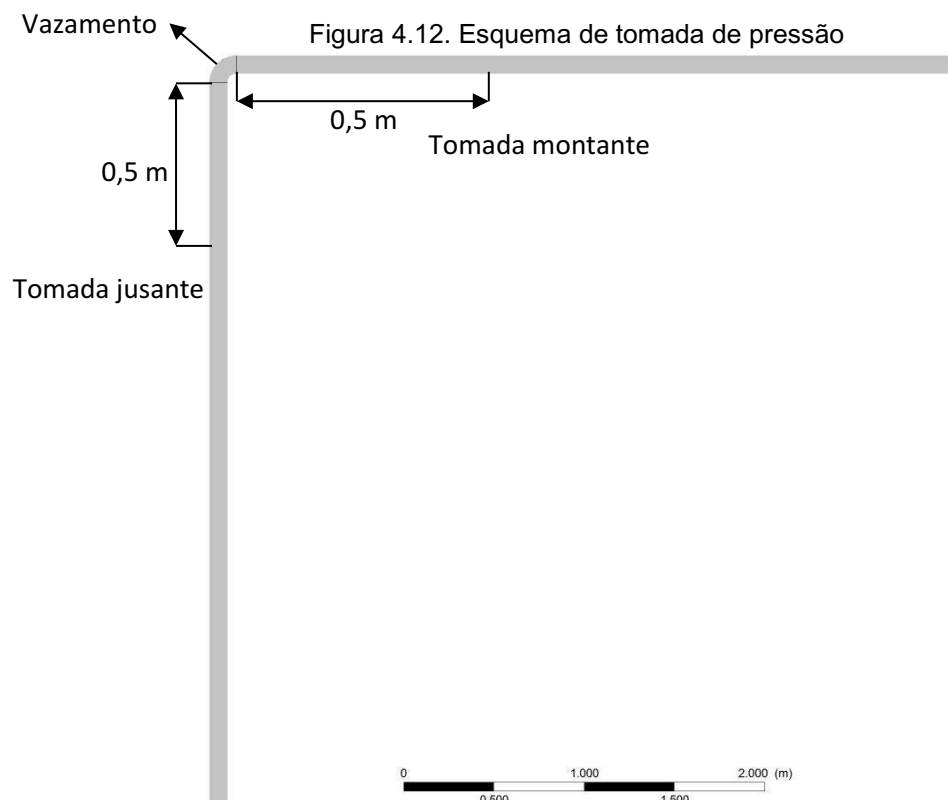
6 m/s tem-se um acréscimo de 23,9 % e, em relação aos casos 1 e 2, tem-se uma diferença de 19,8% e 3,2%, respectivamente.

Como mostrado no campo de pressão, o raio de curvatura tem grande influência no aumento da velocidade do escoamento, principalmente na região da curvatura, em virtude de que com uma menor relação R_c/D , tem-se um aumento do gradiente de velocidade, o que promove uma aceleração do fluido, fazendo com que os efeitos de escoamentos secundários sejam mais intensos, resultando na formação de zonas de recirculação na saída da curvatura.

4.2.4. QUEDA DE PRESSÃO (DUTO COM VAZAMENTO)

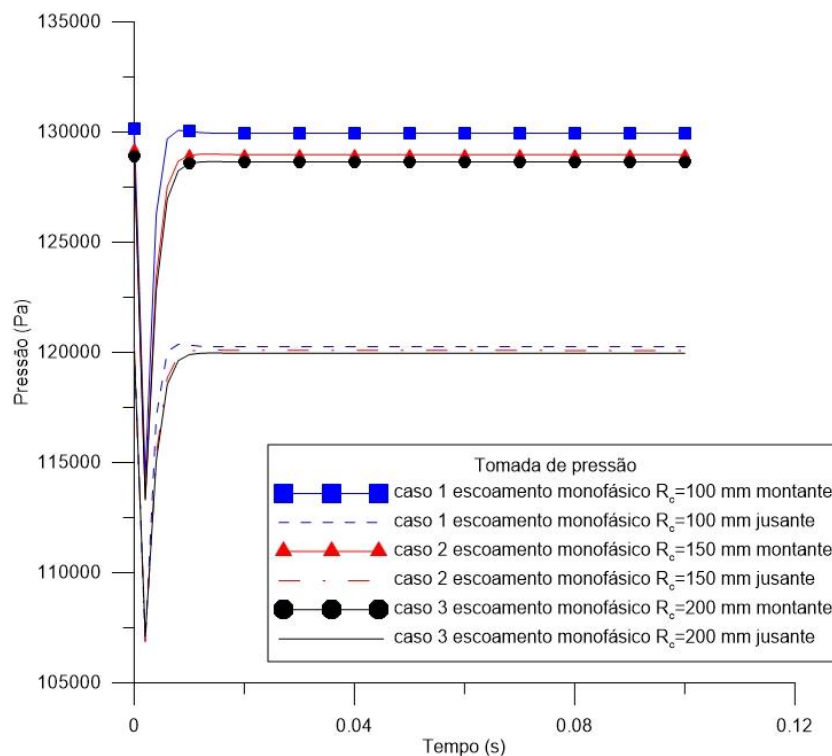
Nesse tópico foi avaliado a queda de pressão, para os casos de escoamento monofásicos na presença de vazamento, com as mesmas condições de contorno e variando o raio de curvatura.

A tomada de pressão foi feita em um plano perpendicular a 0,5 metros a montante, antes do início da curvatura, onde está o vazamento, e também foi adicionado outro plano perpendicular 0,5 metros a jusante, após o fim do joelho, como mostrado na Figura 4.12.



A evolução da queda de pressão com o tempo analisada nos planos montante e jusante do vazamento, está representada na Figura 4.13, para as tubulações com raio de curvatura de 100,150 e 200 mm.

Figura 4.13. Queda de pressão transiente no escoamento monofásico de óleo num duto com vazamento.



Para o caso 1, tubulação com raio de curvatura de 100 mm, o valor inicial da pressão a montante, logo no início do vazamento foi de 130,189 kPa. Logo em seguida ocorre a perda de pressão devido ao furo na tubulação, que desestabiliza a pressão de escoamento, devido a saída de fluido, até atingir 116,176 kPa de valor mínimo. Com isso tem-se uma perda de carga de 14,01 kPa nos primeiros 0,006 segundos.

Na tomada de pressão após a curvatura, a jusante da tubulação para o caso 1, verificou-se um comportamento similar mais com valores menores em virtude da perda de energia mecânica por atrito do fluido com as paredes da tubulação.

Neste plano (a jusante), o valor inicial de pressão no tempo $t = 0$ s foi de 120,129 kPa. Nos primeiros 0,006 segundos apresentou uma variação de pressão de 11,92 kPa. Um novo equilíbrio do escoamento foi atingindo a 118,106 kPa.

Para o caso 2 observou-se comportamento similar ao apresentado no caso 1, onde há uma queda de pressão nos 0,006 s iniciais de 13,90 kPa, a montante do vazamento.

No plano a jusante do vazamento da tubulação com raio de curvatura de 150 mm, nota-se o mesmo comportamento do plano a montante, atingindo um ΔP 11,72 kPa nos 0,006 s iniciais.

Para o caso 3 (tubulação com raio de curvatura de 200 mm) observou-se comportamento análogo aos casos 1 e 2 (Figura 4.13). Onde no plano a montante do vazamento obteve-se uma variação de pressão nos primeiros 0,006s iniciais de 13,61 kPa. No plano a jusante da curvatura tem-se o mesmo comportamento, mas com ΔP de 11,23 kPa nos 0,006s iniciais.

Comparando os resultados pode-se dizer que o raio de curvatura teve pouca influência na queda de pressão na presença de vazamento na curvatura. Pode-se atribuir esse fato a que a área do vazamento ($19,25 \text{ mm}^2$) ser muito menor que a área da tubulação (7850 mm^2). A região afetada pelo vazamento tem pequena dimensão em relação a curvatura da tubulação, com isso tem-se uma queda de pressão pontual no local do vazamento, com um pulso de tempo de 0,006 s, tornado difícil sua detecção.

4.3 AVALIAÇÃO DO ESCOAMENTO BIFÁSICO

Foram avaliados os casos 10 a 12 referente ao escoamento bifásico, sendo o óleo a fase contínua e água a fase dispersa, com as mesmas condições de contorno usadas para o escoamento monofásico, e com o raio de curvatura diferente para cada simulação ($R_c = 100$, $R_c = 150$ e $R_c = 200$ mm).

4.3.1 CAMPO DE PRESSÃO (DUTO SEM VAZAMENTO)

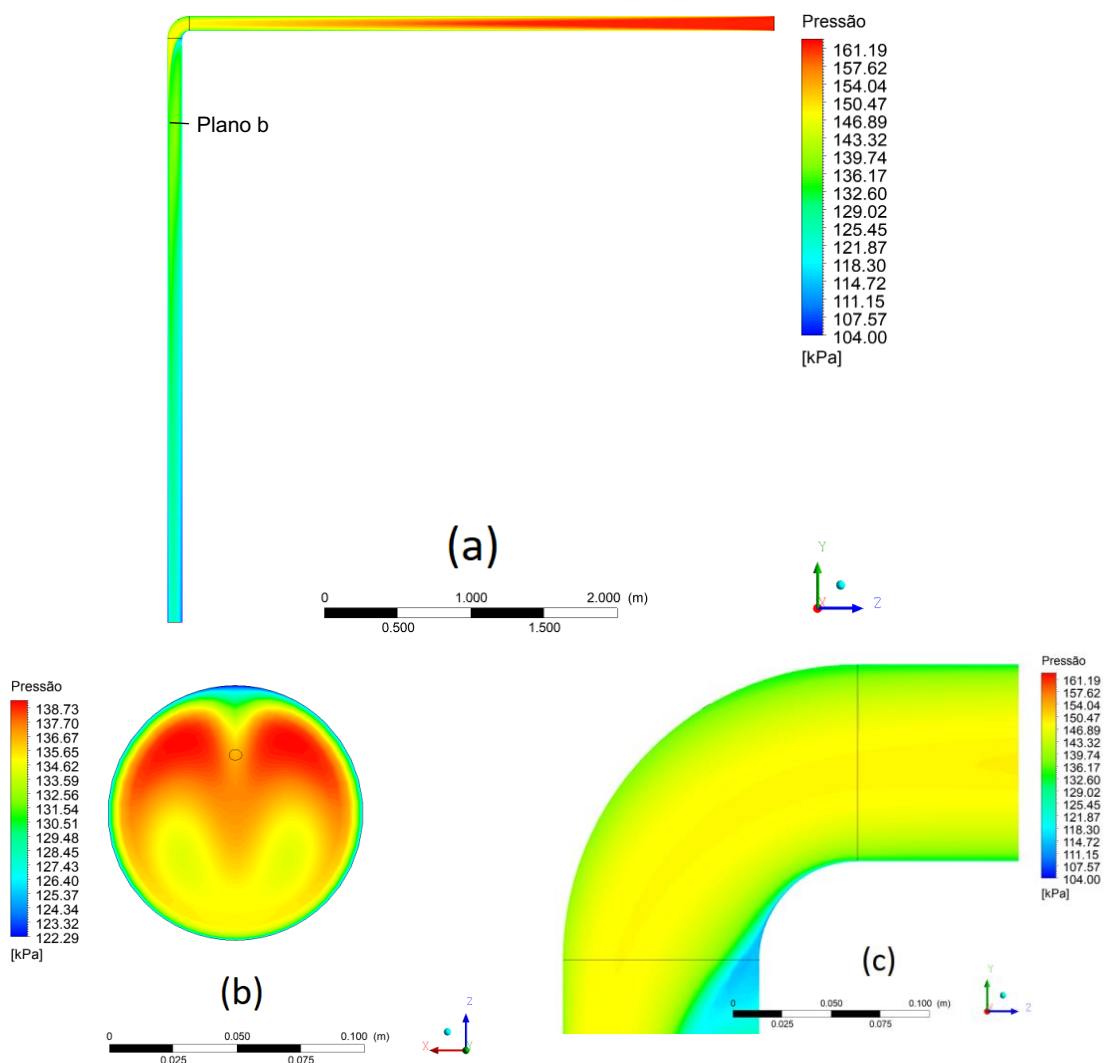
Na Figura 4.14 (a) está representado o campo de pressão caso 10 de escoamento bifásico óleo-água. Os resultados apresentam comportamento semelhante aos referentes ao caso 1, escoamento monofásico. Como esperado a pressão é maior na entrada da tubulação com um valor de 161,19 kPa. Em relação a simulação do caso monofásico (163,59 kPa) tem-se uma redução de pressão de 1,7% em virtude da diminuição do volume de óleo.

Na saída de tubulação, a pressão apresenta um valor de 104,00 kPa. Em relação ao caso monofásico há uma redução do valor em 1,25% também associado a diminuição do volume de óleo.

A região de curvatura em destaque apresenta um comportamento semelhante ao escoamento monofásico, com valor de ΔP de 3,322 kPa.

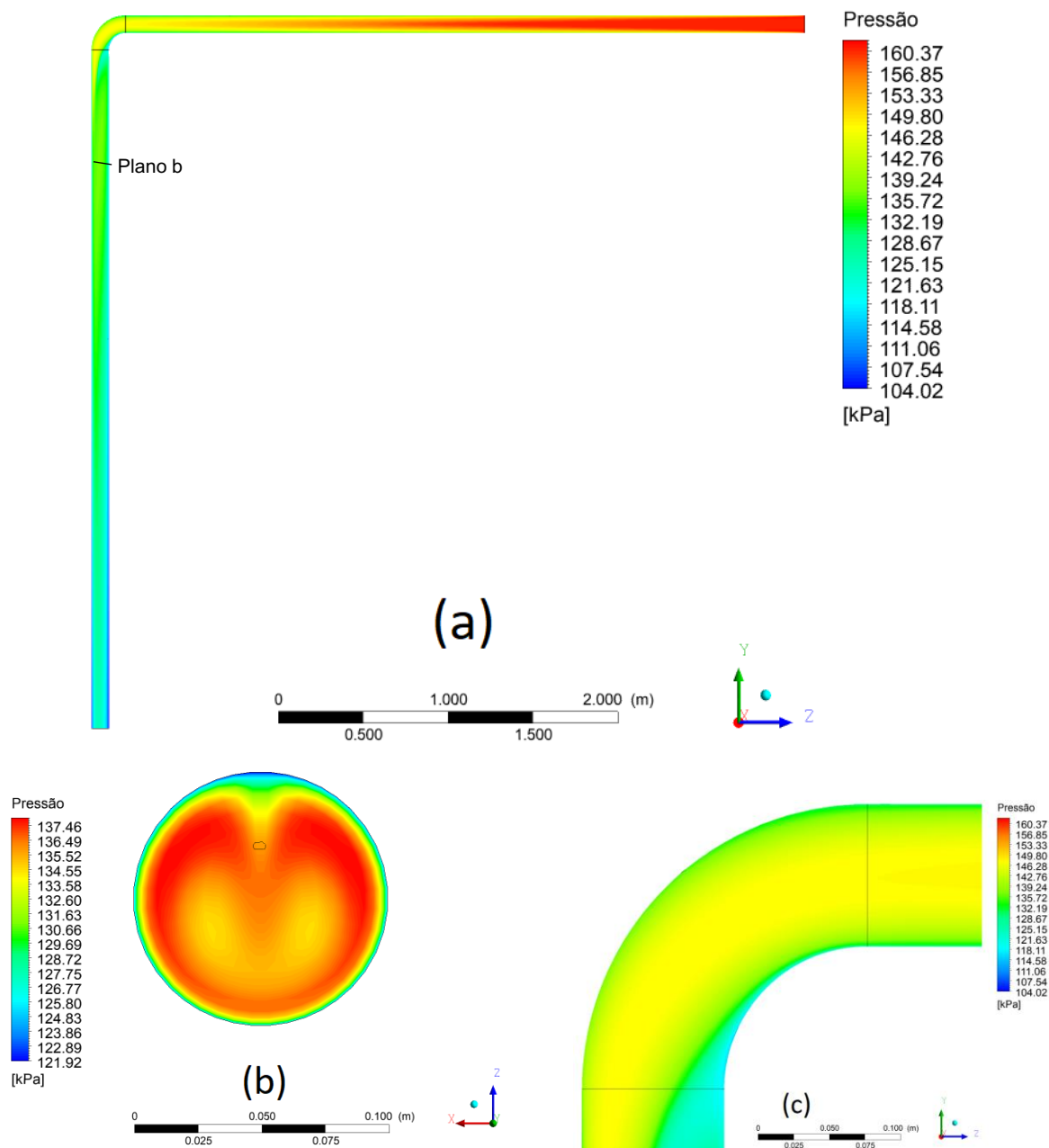
Os resultados da simulação do escoamento bifásico do caso 11, tubulação com raio de curvatura de 150 mm, ilustrado na Figura 4.15, apresentam um comportamento semelhante ao caso monofásico. A pressão na entrada da tubulação de 160,37 kPa; quando comparada com o caso monofásico percebe-se uma redução de 1,5 %. A pequena redução pode ser atribuída a menor da quantidade de óleo no escoamento, como também a maior concentração de água (Figura 4.26) na região inferior da tubulação, deste modo reduzindo as perdas por atrito.

Figura 4.14. Campo de pressão para escoamento bifásico de óleo água (caso 10 $R_c=100$ mm).



Na saída da tubulação o valor da pressão é de 104,04 kPa. Na região da curvatura em destaque tem-se um ΔP de 2,498 kPa sendo menor que o obtido para o caso monofásico em 4,45%, devido a fase água ter menor viscosidade, o que contribui para uma menor viscosidade de mistura bifásica de óleo e água.

Figura 4.15 Campo de pressão para escoamento bifásico de óleo e água (caso 11 $R_c=150$ mm).



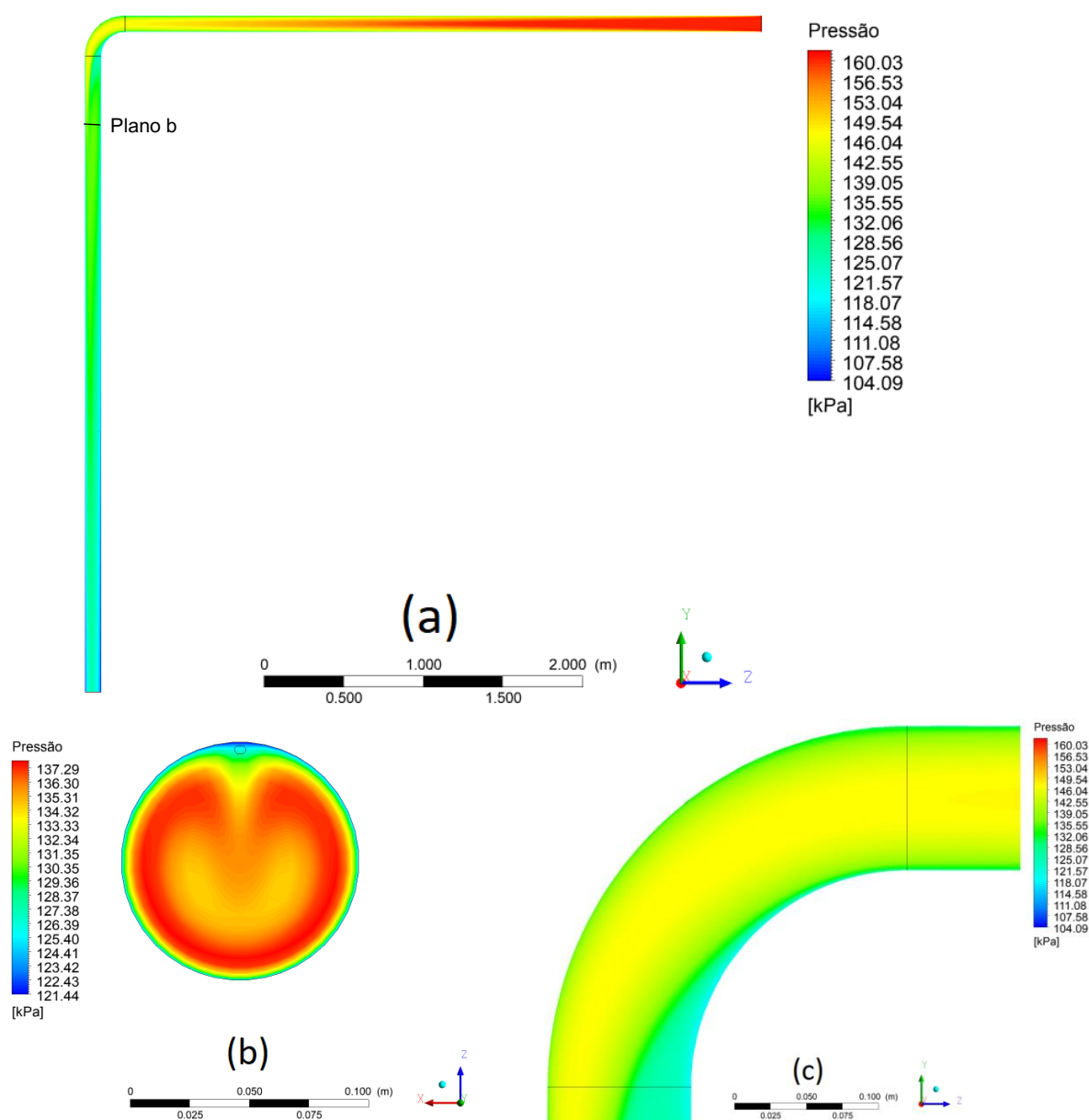
Para o caso 12, duto com raio de curvatura de 200 mm, tem-se um comportamento análogo aos casos anteriores, onde na entrada da tubulação tem-se um maior valor de pressão com 160,03 kPa. Comparando-se com o caso

monofásico, tem-se uma redução de 1,78 %. Na saída da tubulação o valor de pressão é de 104,09 kPa.

Na região da curvatura em destaque, obteve-se um ΔP de 2,508 kPa, que é menor em relação ao caso monofásico em 2,79%, devido a fase água ter menor viscosidade.

Analisando o resultado para o campo de pressão obtido no escoamento bifásico, pode-se afirmar que o raio de curvatura teve uma influência no ΔP da região da curvatura; quanto menor o raio de curvatura maior a perda de energia do escoamento.

Figura 4.16. Campo de pressão para escoamento bifásico de óleo água (caso 12 $R_c=200$ mm).



Houve uma diminuição da perda de carga do escoamento bifásico óleo-água, em comparação ao monofásico óleo, com maior ênfase na região da curvatura, devido ao fato que as perdas viscosas são menores, em virtude da presença de água, que tem uma viscosidade inferior à do óleo.

4.3.2 QUEDA DE PRESSÃO (DUTO SEM VAZAMENTO)

Nesta seção será analisada a queda de pressão ao longo do ramal de entrada da tubulação, para o escoamento bifásico (óleo-água) em duto com o raio de curvatura diferente para cada simulação analisada.

A Figura 4.7 apresenta seção da tubulação contendo a linha (L1) onde faz-se a tomada de pressão ao longo do duto.

A Figura 4.17, apresenta o comportamento da queda de pressão ao longo do ramal para o escoamento bifásico, para os diferentes casos analisados, casos 10 a 12, respectivamente. Pode-se observar que as curvas de queda de pressão seguem o mesmo comportamento durante o escoamento para os casos analisados.

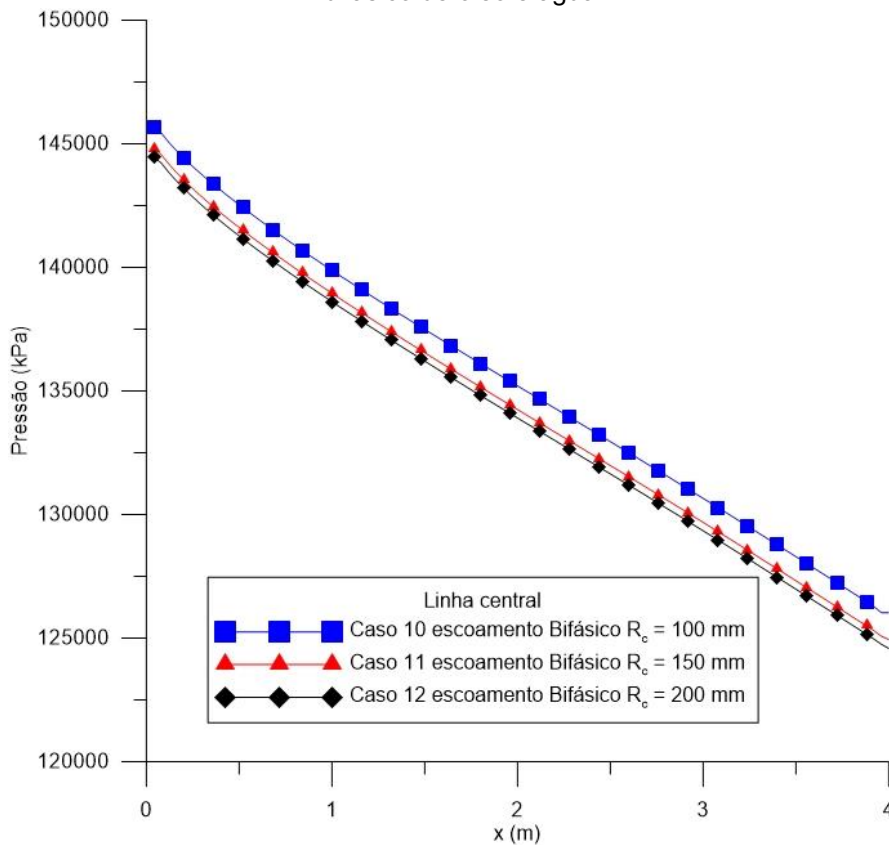
No caso 12, tubulação com o raio de curvatura de 200 mm, a perda de carga no trecho analisado foi a maior em comparação com os casos 10 e 11. Com um valor de 19,88 kPa. Comparando-se o caso 12 com o caso 3, para escoamento monofásico, tem-se uma redução de 5,5%.

Comparando o caso 10 (escoamento bifásico) com o caso 1 (escoamento monofásico), tem-se um ΔP no escoamento óleo-água de 19,65 kPa e no escoamento somente de óleo no mesmo trecho horizontal a perda de carga foi de 20,69 kPa.

O caso 11, tubulação com curvatura de 150 mm, obteve-se um ΔP de 19,85 kPa. Em comparação ao escoamento monofásico do caso 2, tem-se uma redução de perda de carga em 4,97% no mesmo trecho horizontal.

O gráfico da queda de pressão no ramal da tubulação mostra que o raio de curvatura tem pouca influência na perda de carga no escoamento. Em comparação ao escoamento monofásico, houve uma redução na perda de carga, em virtude da presença da fase água no escoamento, logo pode-se afirmar que a menor viscosidade da fase dispersa ajudou a diminuir o ΔP no trecho.

Figura 4.17. Queda de pressão na linha central do ramal de entrada para o escoamento bifásico de óleo e água.

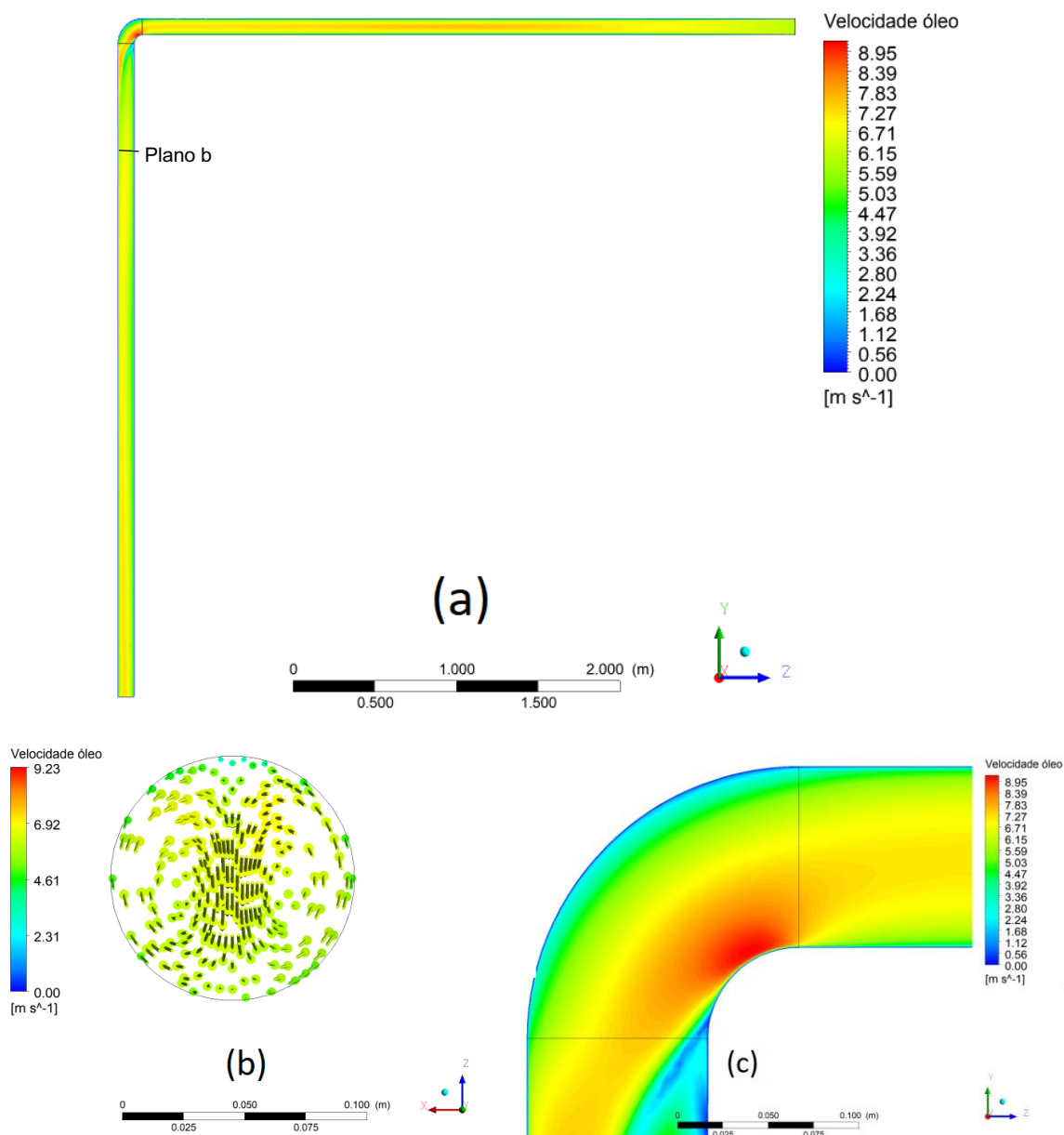


4.3.3 CAMPO DE VELOCIDADE (DUTO SEM VAZAMENTO)

Nesta seção, foram avaliados os campos de velocidade para os casos bifásicos (óleo e água) casos 10 a 12, com raio de curvatura de 100, 150 e 200 mm. Foram mantidas as mesmas condições de contorno dos casos de escoamento monofásicos.

Os resultados dos campos de velocidade para os casos bifásicos são apresentados nas Figuras 4.18, 4.19 e 4.20.

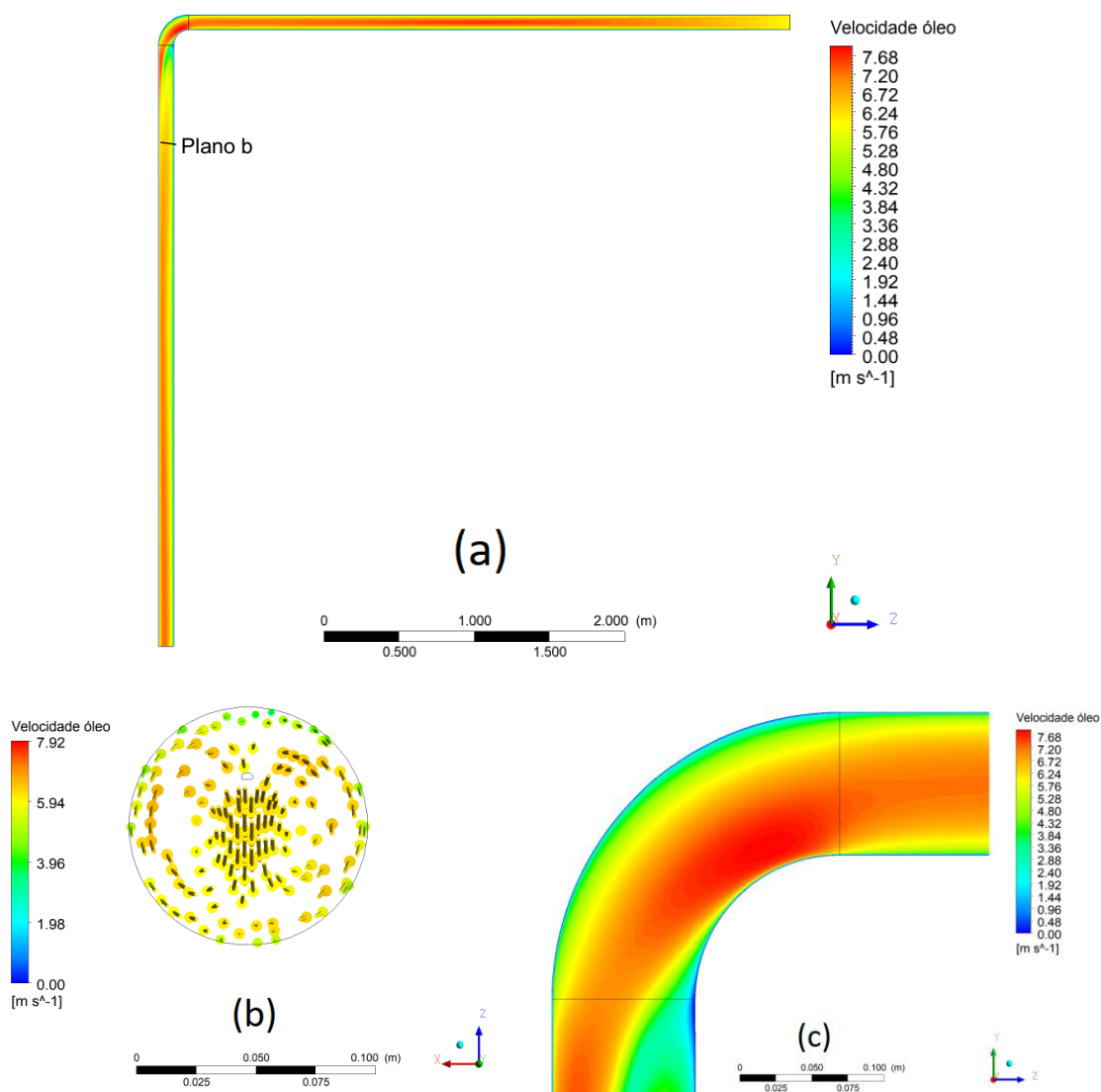
O caso 10, escoamento bifásico em duto com raio de curvatura de 100 mm, apresentou um comportamento semelhante ao caso monofásico, com os fluidos atingindo a condição de escoamento plenamente desenvolvido na metade do ramal superior. Na região da curvatura, verifica-se uma aceleração do fluido em decorrência da sua mudança de direção, com um valor máximo de 8,95 m/s, o que dá um aumento de 49% em relação a velocidade de entrada (6 m/s).

4.18. Campo de velocidade para o escoamento bifásico de óleo e água (caso 10 $R_c=100\text{mm}$).

Verifica-se que a fase água, menos viscosa, teve pouca influência na diminuição do gradiente de velocidade na curvatura.

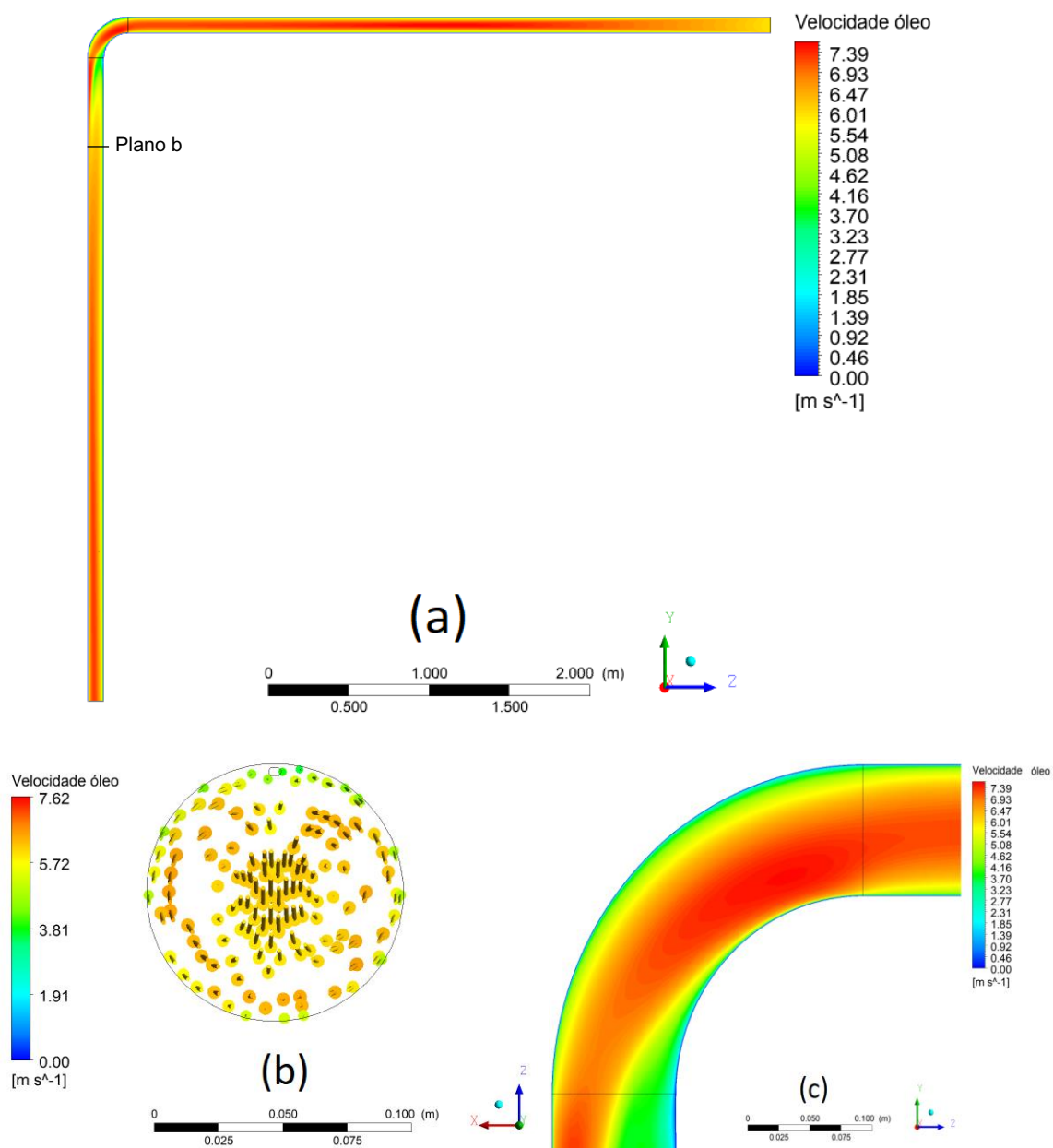
Para o caso 11, escoamento bifásico em duto com raio de curvatura de 150 mm, verificou-se um comportamento semelhante a simulação do caso 10, com o fluido atingido a condição de escoamento plenamente desenvolvido na metade do ramal de entrada.

Na curvatura em destaque apresentou uma aceleração dos fluidos, em sua parte inferior, com uma velocidade de 7,68 m/s, o que representa um acréscimo de 27,8% em comparação a velocidade de entrada.

4.19. Campo de velocidade para o escoamento bifásicos de óleo e água (caso 11 $R_c=150\text{mm}$).

Para o caso 12 tem-se um comportamento análogo aos casos 10 e 11, onde conforme esperado, o escoamento está plenamente desenvolvido no ramal de entrada. Para a região, em destaque da curvatura verificou-se uma aceleração do fluido, em sua parte inferior, com uma velocidade de 7,39 m/s, sendo um acréscimo de 23,16% em relação a velocidade de entrada.

Comparando os resultados do campo de velocidade do escoamento bifásico com o escoamento monofásico, tem-se que, para o caso 10 houve um ligeiro aumento na velocidade na região da curvatura: 8,94 m/s contra 8,91 m/s do escoamento monofásico.

4.20. Campo de velocidade para o escoamento bifásico de óleo e água (caso 12 $R_c=200\text{mm}$).

Para os casos 11 e 12 tem-se uma redução na velocidade máxima na região da curvatura de 7,67 e 7,39 m/s, respectivamente, em comparação com os casos 2 e 3 para (7,68 e 7,43 m/s).

Comparando os casos 10, 11 e 12 pode-se dizer que o raio de curvatura tem influência no escoamento bifásico. Onde a relação R_c/D é menor, os escoamentos secundários são mais intensos, fazendo com que haja um aumento do gradiente de velocidade na curvatura.

Resultados semelhantes foram encontrados por SARMENTO (2014), para escoamento bifásico de óleo e água, em conexões curvadas, onde foi evidenciado que o raio de curvatura teve influência no campo de velocidade.

Em relação aos casos de escoamento bifásicos, houve pouca influência da fase dispersa, em relação aos casos monofásicos 1, 2 e 3, quando comparado a velocidade na região da curvatura. Comparando o caso 10 com o caso 1 houve um sensível aumento na velocidade do fluido na curvatura. Nos casos 11 e 12 quando comparados com os resultados dos casos 2 e 3. Observou-se teve uma pequena diminuição da velocidade do fluido na curvatura.

4.3.4. QUEDA DE PRESSÃO (DUTO COM VAZAMENTO)

Nesse tópico foi avaliado a queda de pressão para os casos com escoamento bifásico na presença de vazamento, casos 10 a 12, variando-se o raio de curvatura. O vazamento tem início no tempo $t = 0$ s até o tempo total de avaliação de 0,1 s.

A tomada de pressão foi feita em um plano perpendicular a 0,5 metros a montante, antes do início da curvatura, onde está o vazamento, e em outro plano perpendicular 0,5 metros a jusante, após o fim do joelho, como mostrado na Figura 4.12

A queda de pressão analisada nos planos montante e jusante do vazamento está mostrada na Figura 4.21, para as tubulações com raio de curvatura de 100, 150 e 200 mm.

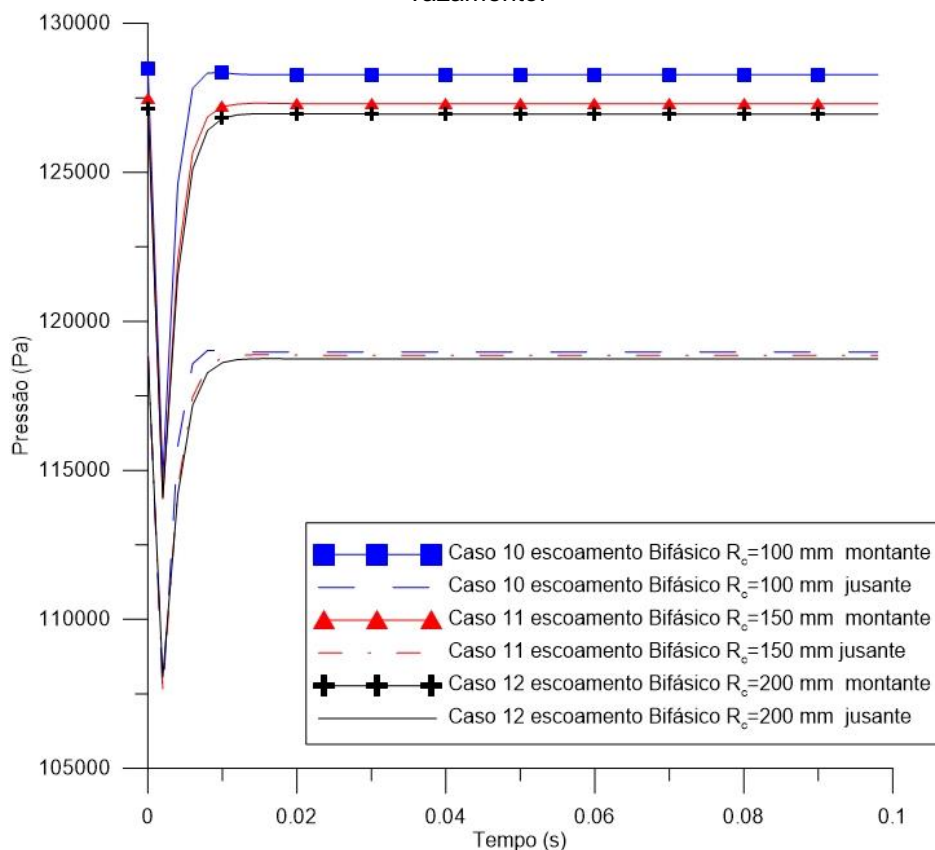
Para a simulação do caso 10, com tubulação com raio de curvatura de 100 mm, o valor inicial da pressão a montante logo no início do vazamento foi de 128,465 kPa. Em seguida ocorre a perda de pressão devido ao vazamento dos fluidos no furo na tubulação. Isso desestabiliza a pressão de escoamento, devido à perda de massa, durante 0,006 segundos até atingir 114,761 kPa de valor mínimo, tendo uma variação de pressão transiente de 13,70 kPa em função do vazamento.

A tomada de pressão a jusante, no caso 10, apresentou comportamento similar mais com valores menores, em virtude de que a tomada de pressão fica após a curvatura e do vazamento. Verifica-se um ΔP de 11,60 kPa durante 0,006 s.

Para a simulação do caso 11, tubulação com raio de curvatura de 150 mm, tem-se comportamento semelhante ao caso 10. Na tomada de pressão a montante do vazamento, tem-se um ΔP de 13,45 kPa durante os primeiros 0,006 s.

No plano a jusante do vazamento do caso 11, tem-se o valor inicial de pressão de 136.488 Pa para o escoamento do óleo. Quando o vazamento é iniciado tem-se um período de 0,006s de desestabilização do escoamento, que provocou um ΔP de 11,27 kPa.

Figura 4.21. Queda de pressão no escoamento bifásico e transiente de óleo e água num duto com vazamento.



Para o caso 12 tem-se um comportamento análogo aos casos 10 e 11, com um ΔP transiente de 13,05 kPa a montante do vazamento e no plano jusante uma perda de carga transiente de 10,75 kPa.

Comparando-se o resultado da Figura 4.21 com os resultados de TAVARES (2012), onde foi avaliada a queda de pressão com vazamento em um tubo reto, nos planos a montante e jusante de um escoamento bifásico de óleo e água, verifica-se comportamento semelhante na queda de pressão, com uma queda acentuada e de curta duração de tempo.

Nas Figuras 4.22, 4.23 e 4.24 é ilustrada o campo de pressão da curvatura com vazamento da tubulação para os casos 10 a 12 com escoamento bifásico.

A região afetada pelo vazamento tem pequena dimensão em relação a curvatura da tubulação como mostra as Figuras 4.22, 4.23 e 4.24.

Comparando os casos 10, 11 e 12 com escoamento bifásico, observa-se uma menor perda de carga no vazamento em comparação com os casos 1, 2 e 3, para escoamento monofásico. Pode-se atribuir estes fenômenos a presença da fase dispersa água no escoamento.

Figura 4.22. Campo de pressão para o escoamento bifásico óleo água na presença de vazamento (caso 10 $R_c=100$ mm).

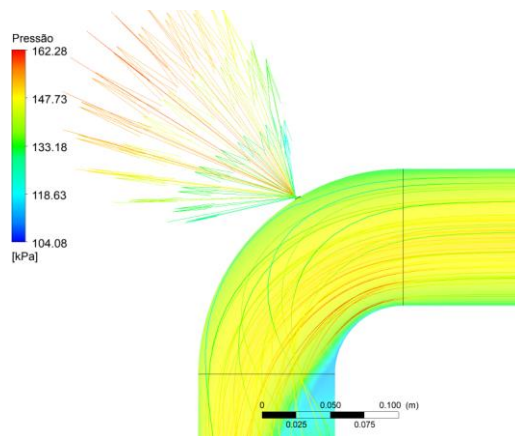


Figura 4.23. Campo de pressão para o escoamento bifásico óleo água na presença de vazamento (caso 11 $R_c=150$ mm)

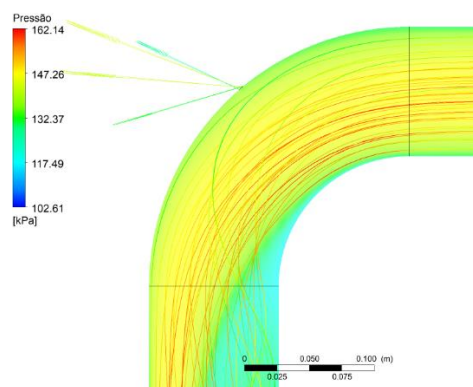
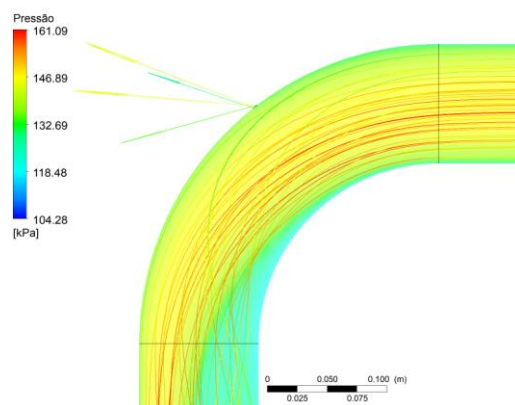


Figura 4.24. Campo de pressão para o escoamento bifásico óleo água na presença de vazamento (caso 12 $R_c=200$ mm)



O raio de curvatura teve pouca influência na queda de pressão com vazamento, (casos 10, 11 e 12). A tubulação com raio de curvatura de 100 mm, apresentou resultados de pressão ligeiramente superiores ao da tubulação com raio de curvatura de 150 e 200 mm.

4.3.5 CAMPO DE FRAÇÃO VOLUMÉTRICA

Esta seção tem objetivo de apresentar o comportamento e a distribuição da fração volumétrica das fases no escoamento bifásico de óleo e água, referente aos casos 10, 11 e 12, variando-se o raio de curvatura do duto.

Dois cortes transversais foram realizados. O primeiro no ramal de horizontal localizado a 2 metros da entrada e o segundo no ramal vertical posição de 2 metros após a curvatura.

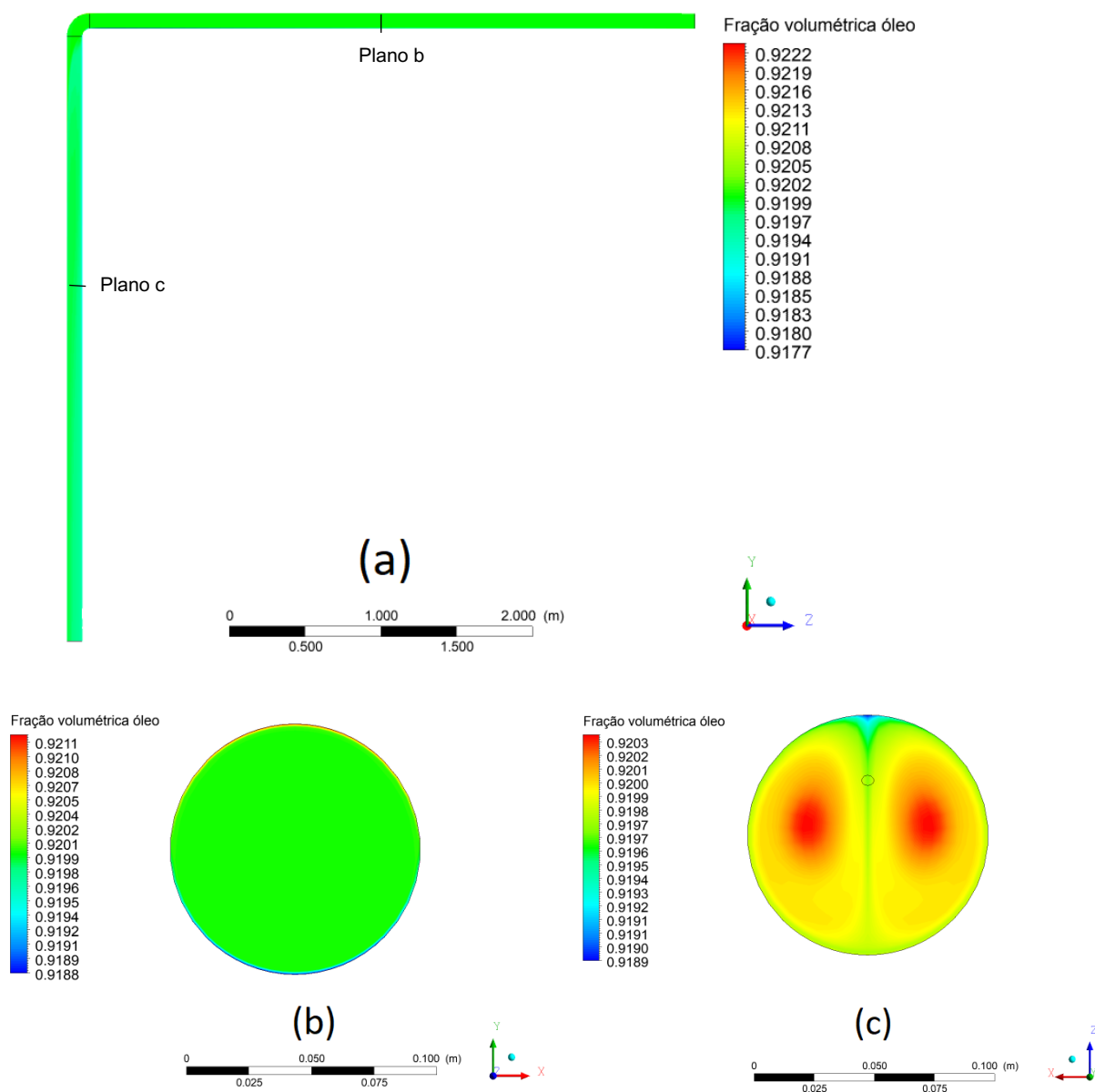
O resultado da distribuição da fração volumétrica no caso 10, com tubulação com raio de curvatura 100 mm, está ilustrado na Figura 4.25. Pode-se observar que a disposição das fases tende há uma estratificação do escoamento, isto é, uma separação das fases continua óleo da dispersa água.

No plano b YX, no ramal horizontal pode-se observar que o óleo tende a se concentrar na parte superior da tubulação, sendo explicado pela diferença de densidade dos fluídos; o óleo tem menor densidade, com isso a fase dispersa (água) tende a ter maior concentração na parte inferior do tubo.

O plano c XZ, no ramal vertical, mostra que o escoamento secundário da curvatura tem influência na distribuição da fração volumétrica. O óleo tende a ter maior concentração na região central do duto, devido a recirculação do fluído no escoamento na curvatura, que perturba o escoamento no trecho vertical.

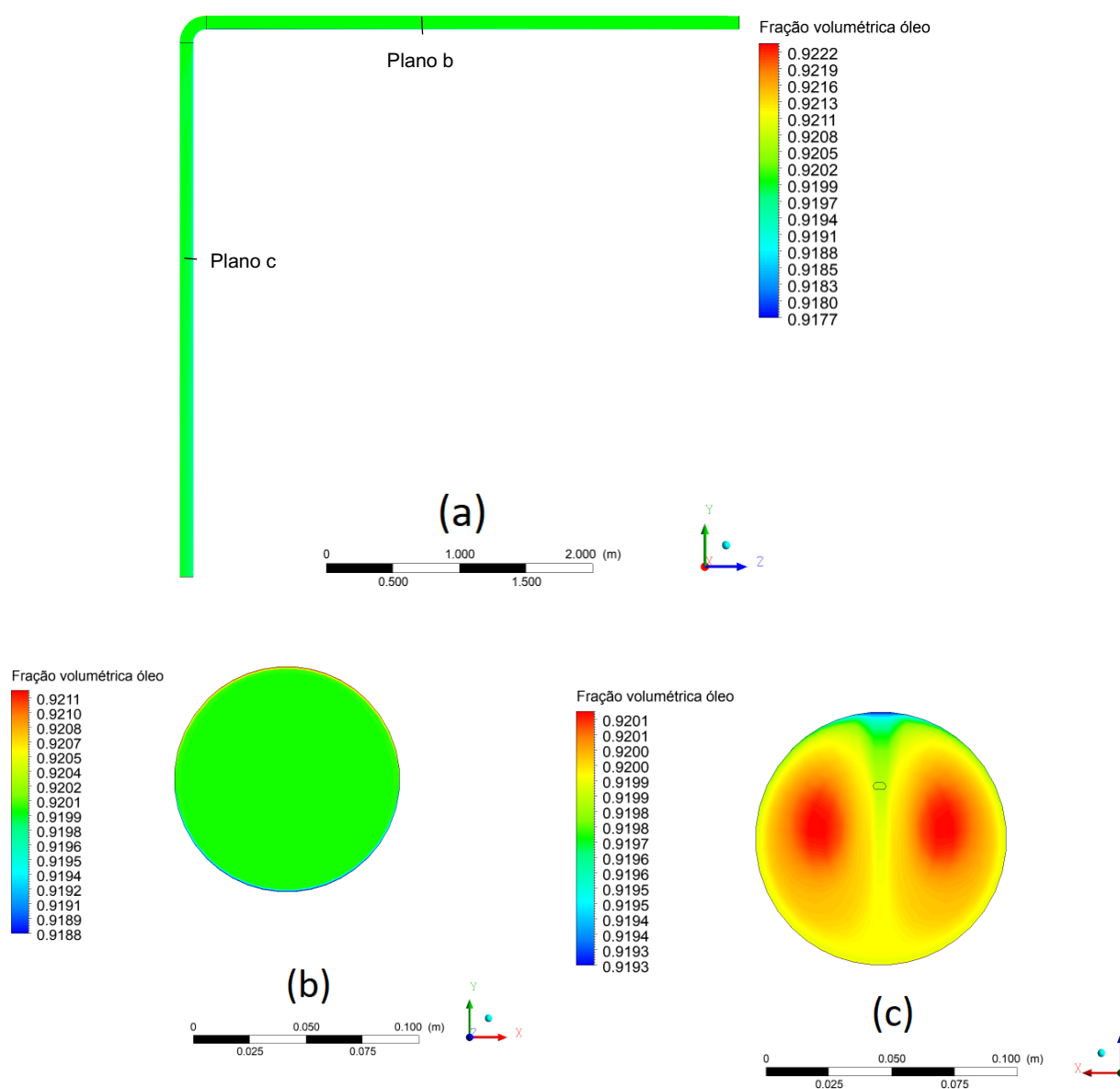
Para o caso 11, tem-se também o comportamento de estratificação dos fluídos, durante o escoamento como mostrado na Figura 4.26.

Figura 4.25. Campo de fração volumétrica da fase óleo no escoamento bifásico de óleo e água (caso 10 $R_c = 100$ mm).



No plano b YX, no ramal de horizontal, pode-se observar que a fase contínua óleo, ficou mais concentrada na parte superior da tubulação. Como no caso 10 a diferença de densidade dos fluídos, explica esse comportamento.

Figura 4.26. Campo de fração volumétrica da fase óleo no escoamento bifásico de óleo e água caso $R_c = 150$ mm



O plano c XZ apresenta a distribuição da fração volumétrica, no ramal vertical. Observa-se que, há uma maior homogeneidade na sua distribuição em relação ao plano b YX.

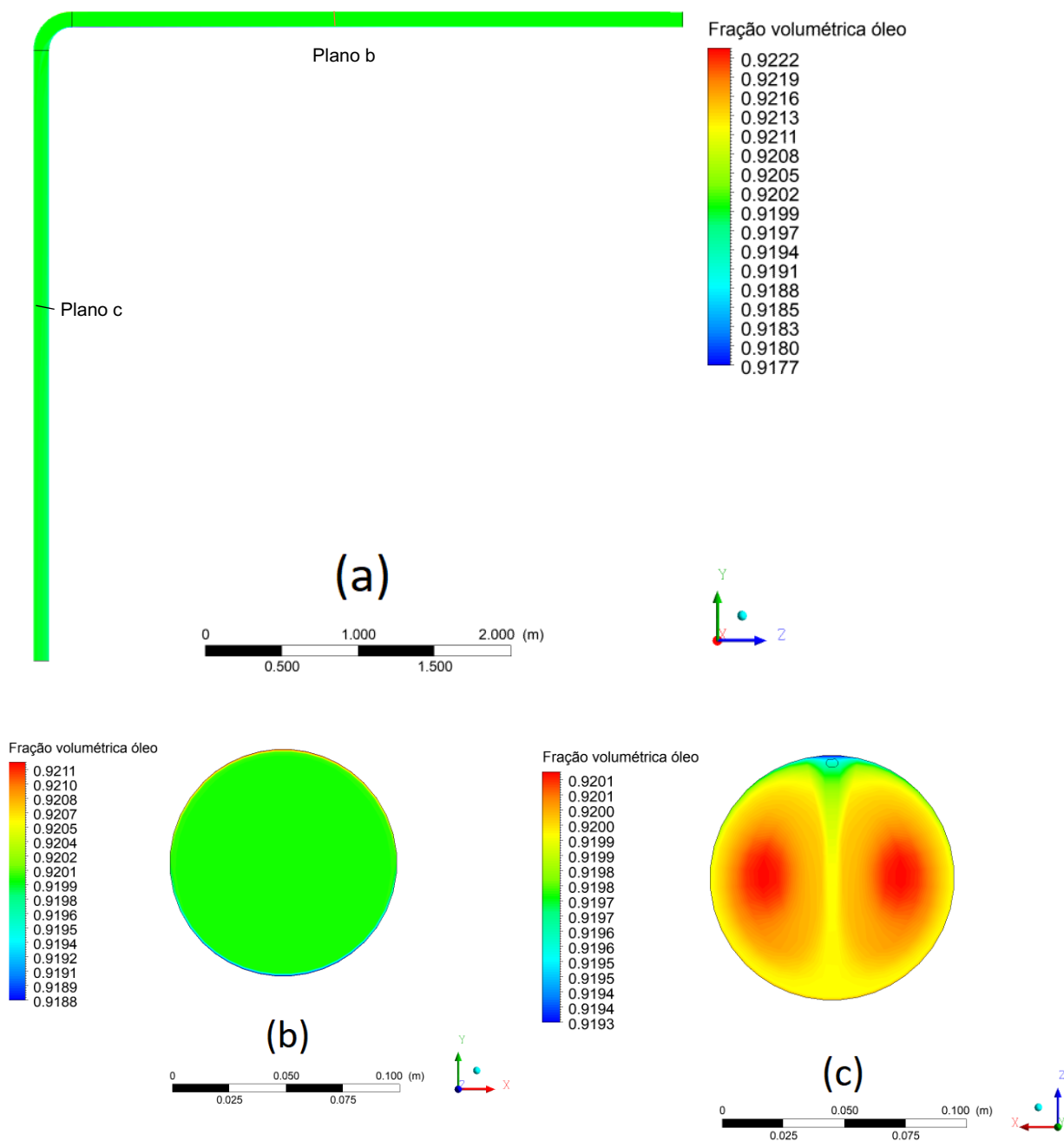
No caso 12 tem-se um comportamento análogo aos casos anteriores, 10 e 11, onde a distribuição da fração volumétrica tende há um padrão de escoamento estratificado, mostrado na Figura 4.27.

No plano b YX, no ramal horizontal, ver-se que o óleo está mais concentrado na parte superior do tubo, em razão da diferença de densidade com a fase dispersa.

Para o plano c XZ, como nos casos anteriores, observa-se que, no ramo de saída, há uma homogeneização dos fluidos.

Pode-se dizer que na região de curvatura com maior R_c/D , há a uma tendência de menor estratificação, em razão de que, há uma menor aceleração dos fluidos na curvatura.

Figura 4.27. Campo de fração volumétrica da fase óleo no escoamento bifásico de óleo e água (caso $R_c=200$).



4.4 AVALIAÇÃO DO ESCOAMENTO TRIFÁSICO

Foram avaliados os casos 13 a 15 com escoamento trifásico, óleo fase contínua e água e gás como fases dispersas, em dutos com do raio curvatura $R_c = 100$, $R_c = 150$ e $R_c = 200$ mm respectivamente.

4.4.1 CAMPO DE PRESSÃO (SEM VAZAMENTO)

O campo de pressão para o escoamento trifásico do caso 13, com tubulação com raio de curvatura de 100 mm, é representado na Figura 4.28.

O campo de pressão apresenta comportamento semelhante aos casos 1 e 10, que referem-se aos escoamentos monofásico e bifásico, respectivamente. A pressão como esperado, é maior na entrada da tubulação com um valor de 161,27 kPa. Em relação a simulação dos casos anteriores (monofásico com 163,59 kPa e bifásico com 161,27 kPa) tem-se uma redução de pressão de 1,2% em relação ao caso monofásico e um aumento de 0,57% em relação ao escoamento bifásico.

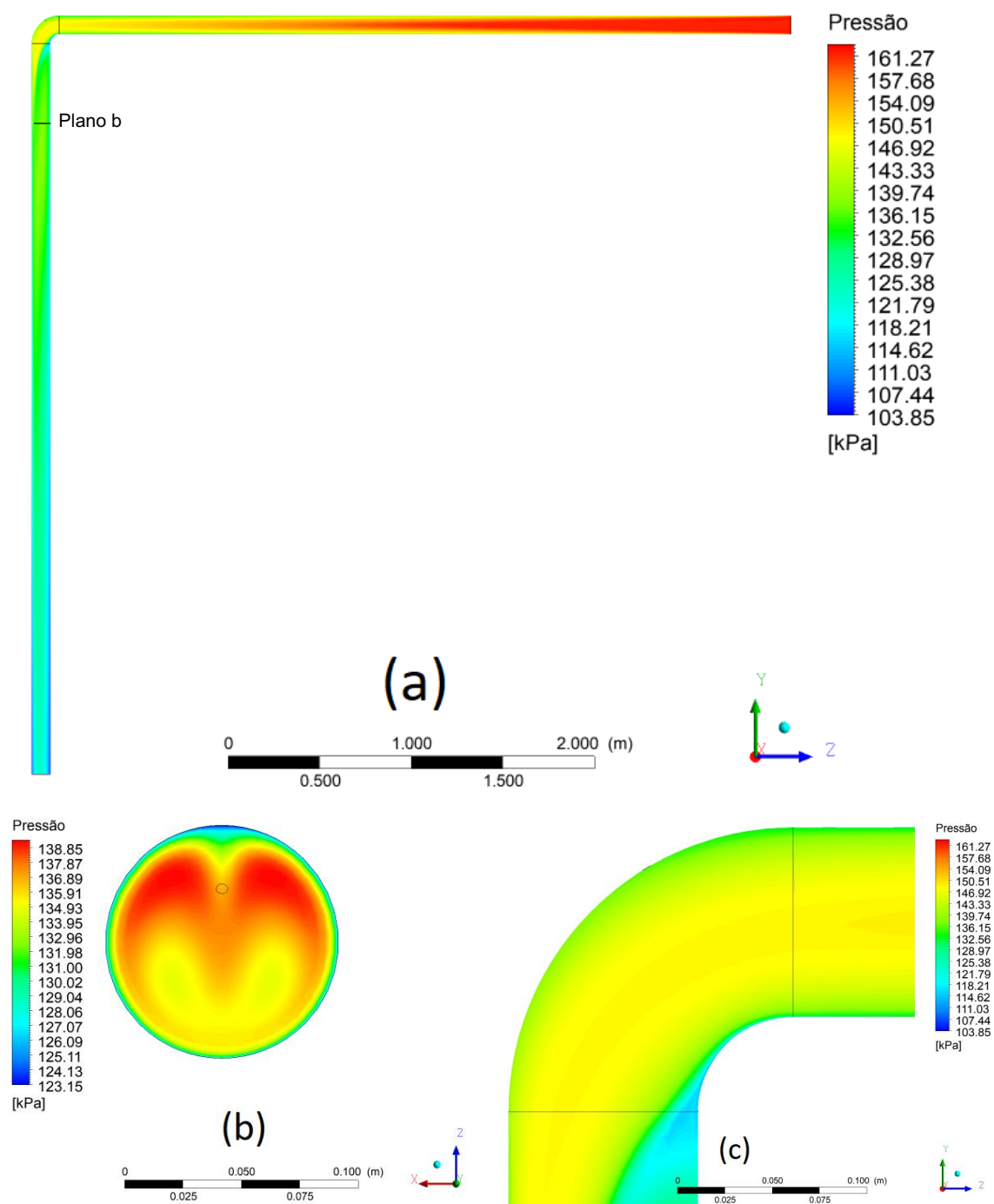
A região da curvatura, em destaque, apresenta um comportamento semelhante aos casos anteriores com um valor de ΔP de 3,29 kPa, que é uma perda de carga menor que os casos anteriores, monofásico (3,37 kPa) e bifásico (3,322 kPa).

Para o caso 14, com tubulação com raio de curvatura de 150 mm, o campo de pressão é mostrado na Figura 4.29. O campo de pressão, apresentou comportamento semelhante aos casos 2 e 11 monofásico e bifásicos respectivamente. Um valor de queda de pressão na entrada da tubulação de 160,49 kPa foi obtido.

Na região da curvatura, em destaque, tem-se um ΔP de 2,782 kPa. Comparando com os casos monofásico e bifásico tem-se um acréscimo na perda de carga.

O caso 15, tubulação com raio de curvatura de 200 mm, tem comportamento semelhante aos casos 3 e 12, monofásico e bifásico, respectivamente. O valor da pressão na entrada e de 160,41 kPa.

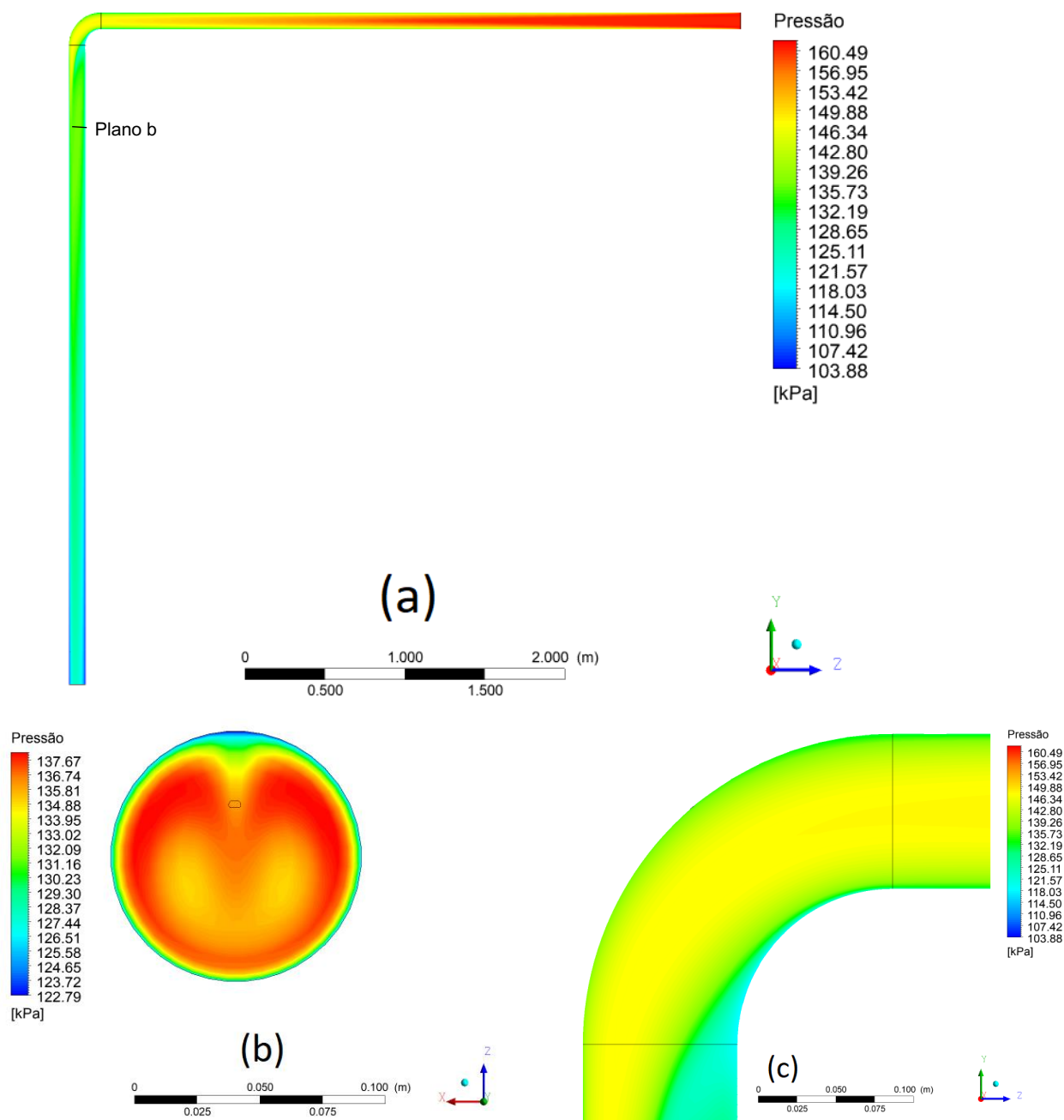
Figura 4.28. Campo de pressão no escoamento trifásico óleo água e gás (caso 13 $R_c = 100$ mm).



Na região da curvatura da tubulação verifica-se uma perda de carga de 2,813 kPa. Em comparação aos casos monofásico e bifásico tem-se um acréscimo na perda de carga.

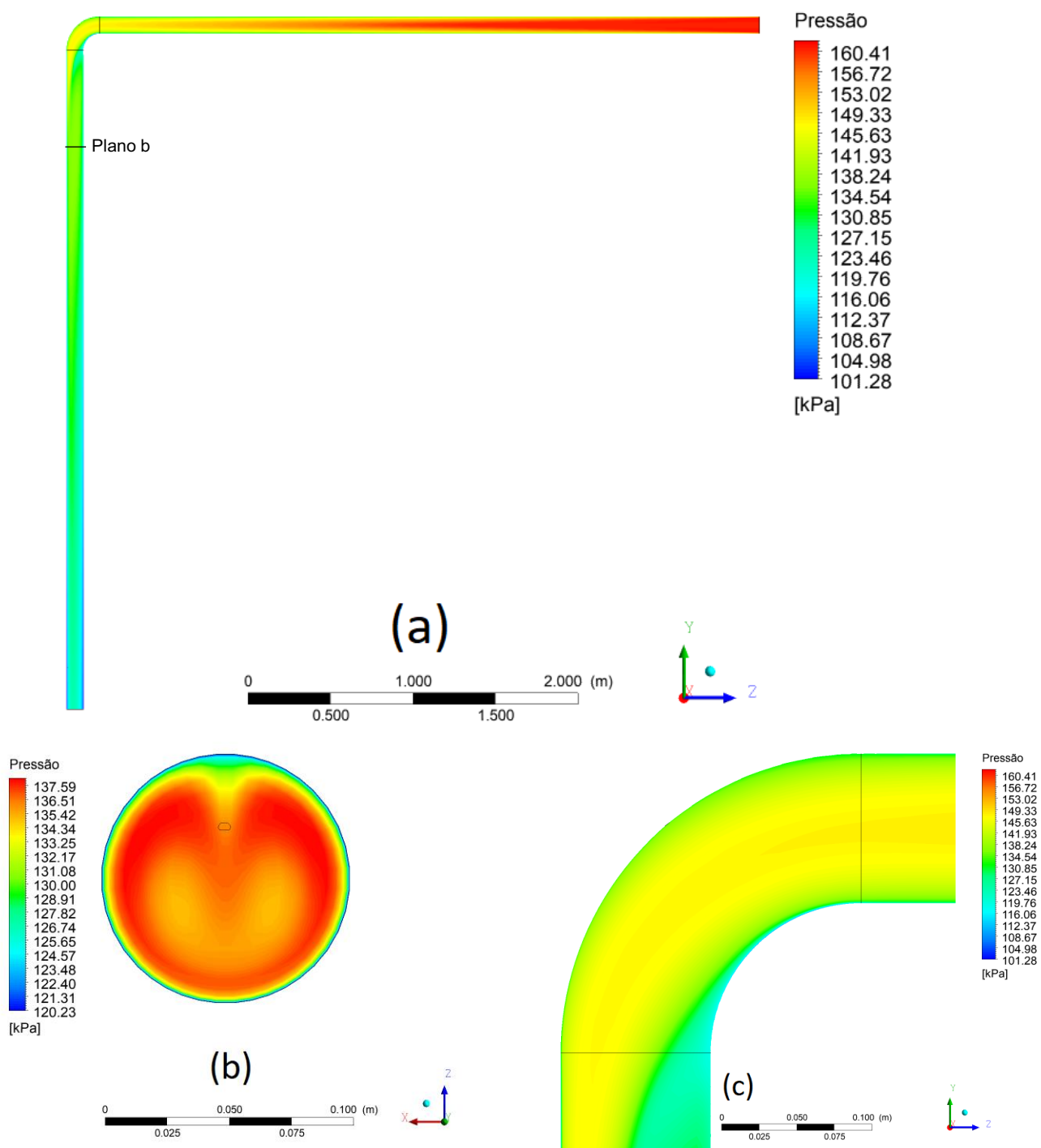
Nos casos trifásicos 13, 14 e 15, verificou-se que o raio de curvatura teve uma influência no campo de pressão; quanto maior a relação R_c/D menor a perda de carga na tubulação.

Figura 4.28. Campo de pressão no escoamento trifásico óleo água e gás (caso 14 $R_c = 150$ mm).



Comparando os casos do escoamento trifásico com os casos 1, 2 e 3, nota-se que o ΔP no escoamento trifásico na curvatura foi ligeiramente maior em comparação aos casos monofásicos. Pode-se explicar este comportamento pela diminuição da fase dispersa água, e a presença da fase gasosa.

Figura 4.30. Campo de pressão no escoamento trifásico óleo água e gás (caso 15 $R_c = 200$ mm).

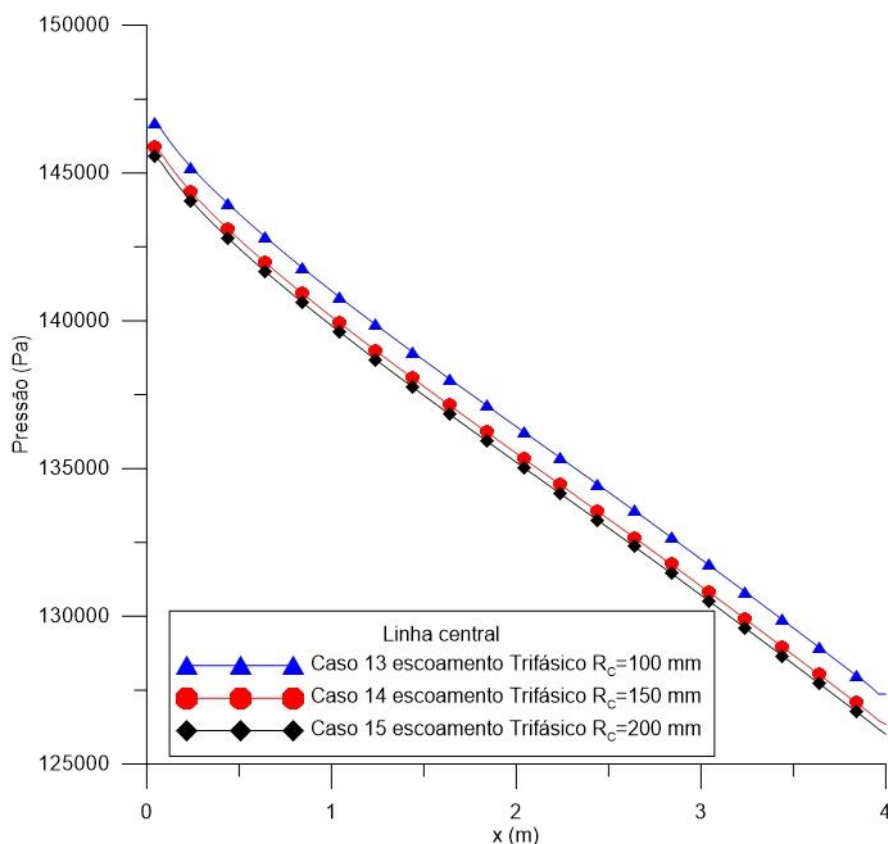


4.4.2 QUEDA DE PRESSÃO (DUTO SEM VAZAMENTO)

Nesta seção foi analisada a queda de pressão ao longo do ramal de entrada da tubulação, considerando o escoamento trifásico (óleo-água-gás), nos casos 13 a 15.

A Figura 4.31 está representado o comportamento da queda de pressão ao longo do ramal para o escoamento trifásico, na posição (L1) ilustrada na Figura 4.7. Observa-se que o raio de curvatura tem influência na perda de carga no escoamento, no caso da tubulação com o raio de curvatura de 200 mm (caso 15), a perda de carga foi maior com um valor de 19,56 kPa. A tubulação com o raio de curvatura de 150 mm (caso 14) apresentou um ΔP de 19,53 kPa no trecho analisado. No caso 13, obteve-se uma perda de carga de 19,35 kPa no trecho avaliado.

Figura 4.31. Queda de pressão na linha central do ramal horizontal para escoamento trifásico óleo, água e gás.



A perda de carga, obtida nos casos 1,2 e 3 (escoamento monofásico de óleo) houve uma redução na perda de energia do escoamento quando comparado com os casos 13,14 e 15. Pode-se explicar esse resultado em decorrência da menor quantidade de óleo no escoamento, como também a menor viscosidade das fases dispersas. Comparando os resultados para escoamento trifásico com os dos casos 10, 11 e 12 (escoamento bifásico), verificou-se que houve uma pequena redução no

ΔP no trecho analisado. Pode-se explicar esse resultado, pela presença da fase gasosa (4%) diminuindo a viscosidade da mistura de fluidos na tubulação.

Pode-se observar na Figura 4.31 que as curvas de queda de pressão seguem o mesmo comportamento durante o escoamento para os casos analisados.

4.4.3 CAMPO DE VELOCIDADE (DUTO SEM VAZAMENTO)

Nesta seção, foi avaliado os campos de velocidade para os casos trifásicos (óleo-água-gás) estudados, com raio de curvatura do duto de 100,150 e 200 mm, nos casos 13 a 15.

Os resultados dos campos de velocidade para os casos trifásicos são apresentados nas Figuras 4.32, 4.33 e 4.34.

Na Figura 4.32 é ilustrado o comportamento da velocidade no duto com raio de curvatura de 100 mm. o escoamento se mostrou com comportamento semelhante aos casos monofásico e bifásico, com os fluidos atingindo a condição de escoamento plenamente desenvolvido na metade do ramal superior.

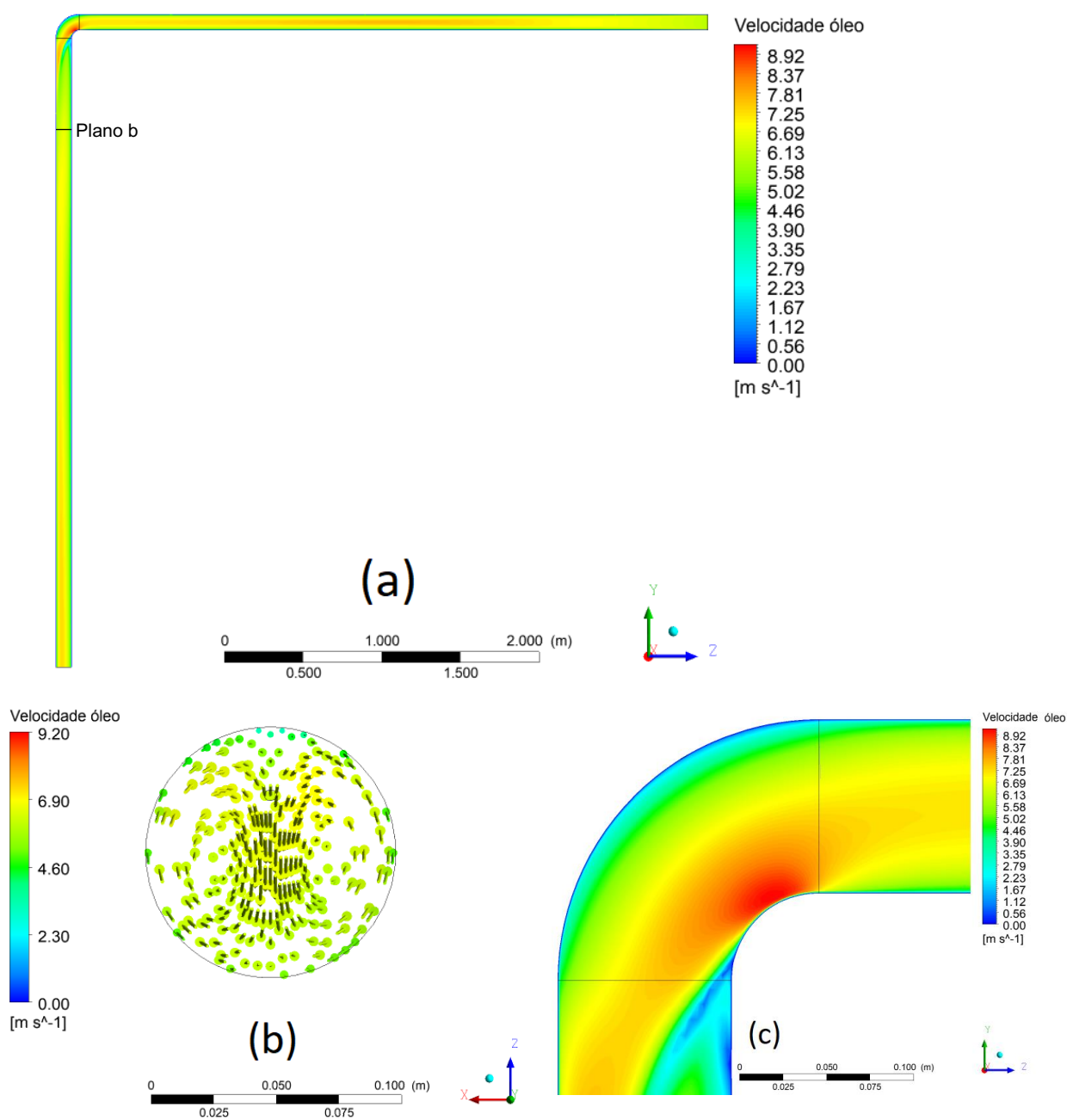
Na região da curvatura verifica-se uma aceleração do fluido em decorrência da sua mudança de direção, com um valor máximo de 8,92 m/s, o que dá um aumento de 48,67% em relação a velocidade de entrada (6 m/s)

Para o caso 14, duto com raio de curvatura de 150 mm, ilustrado na Figura 4.33 observa-se comportamento similar com os fluidos atingindo a condição de escoamento plenamente desenvolvido na metade do ramal de entrada.

Na curvatura em destaque verificou-se que o fluido apresentou uma aceleração dos fluidos, em sua parte inferior, com uma velocidade de 7,671 m/s. O campo de velocidade do caso 15 apresentado na Figura 4.34, tem comportamento semelhante aos casos 13 e 14, com seu escoamento plenamente desenvolvido na metade do ramal de entrada.

Na região (em destaque) da curvatura da tubulação, tem-se uma aceleração dos fluidos, com o valor de 7,418 m/s. Comparando os casos 13, 14 e 15 pode-se dizer que o raio de curvatura tem influência no campo de velocidade do escoamento trifásico. Quanto menor a relação raio de curvatura para o diâmetro da tubulação, maior a aceleração do fluido na curvatura, em virtude do escoamento secundário.

Figura 4.32. Campo de velocidade no escoamento trifásico de óleo, água e gás (caso 13 $R_c=100\text{mm}$).



Ao se comparar os casos 13, 14 e 15, com os do escoamento monofásico 1,2 e 3 verificou-se que, houve uma diminuição velocidade dos fluídos na curvatura que, pode ser explicado pela presença da fase gasosa.

Figura 4.33. Campo de velocidade no escoamento trifásico de óleo, água e gás (caso 14 $R_c = 150$ mm).

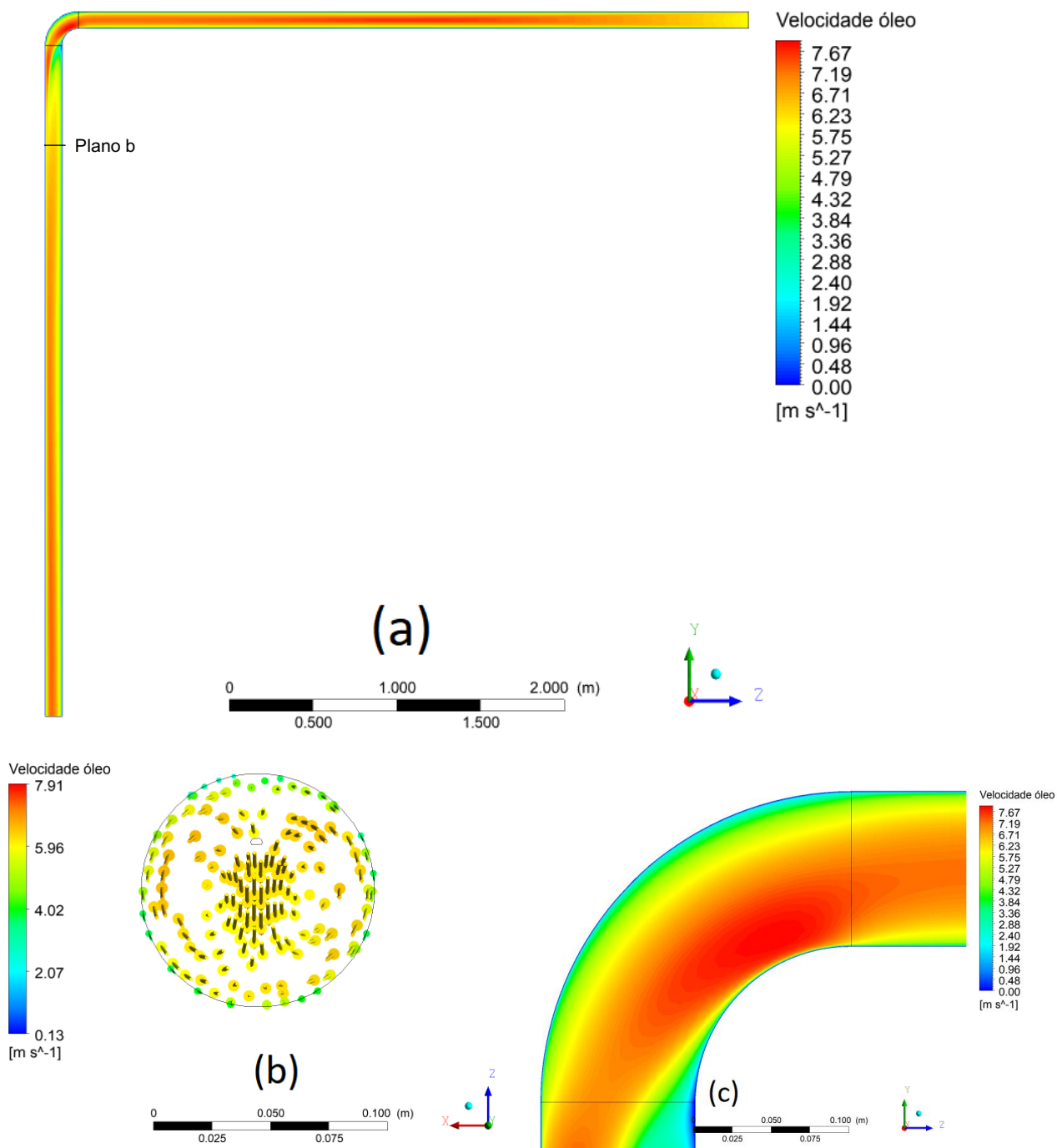
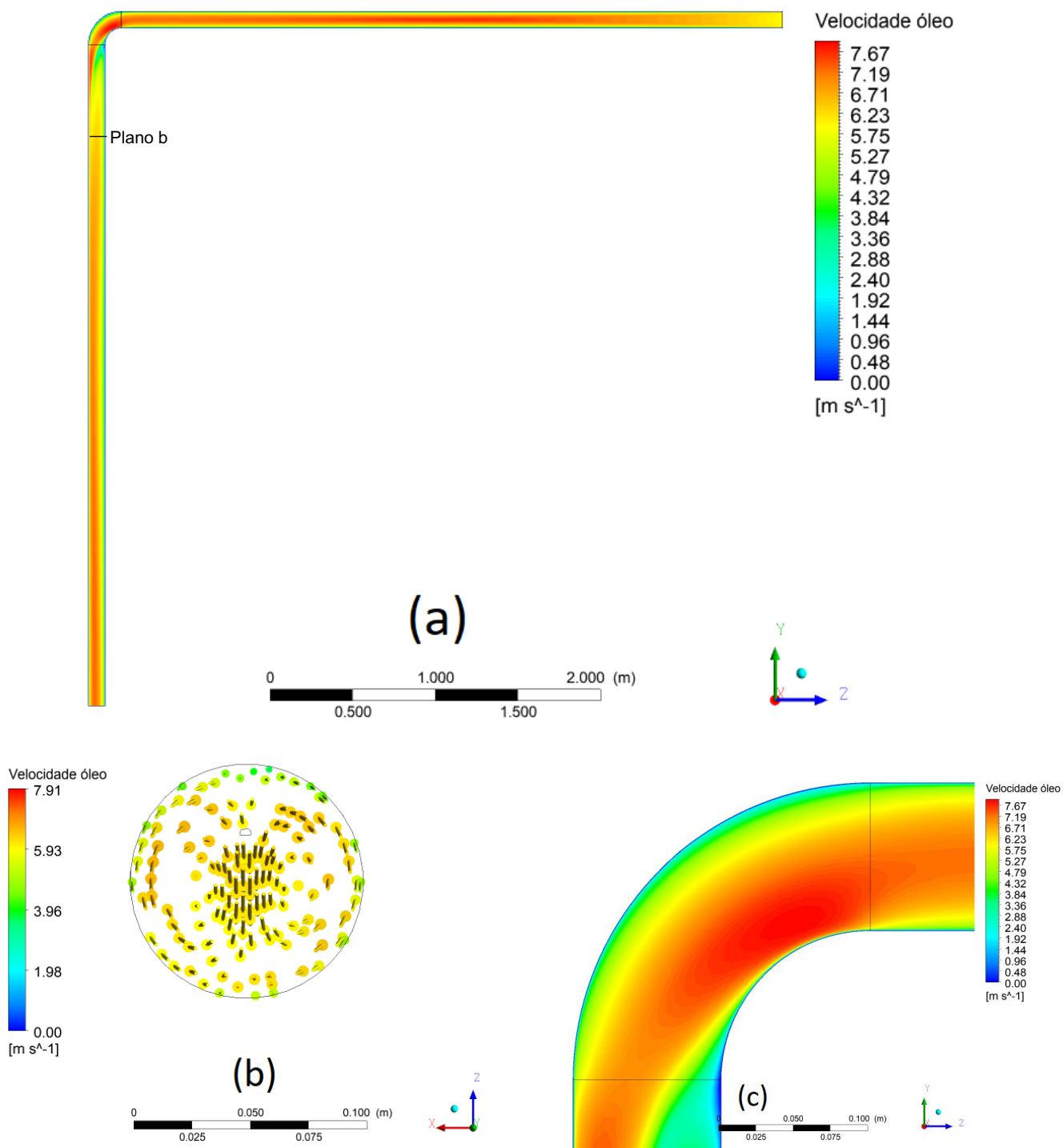


Figura 4.34. Campo de velocidade no escoamento trifásico de óleo, água e gás (caso 15 $R_c = 200$ mm).

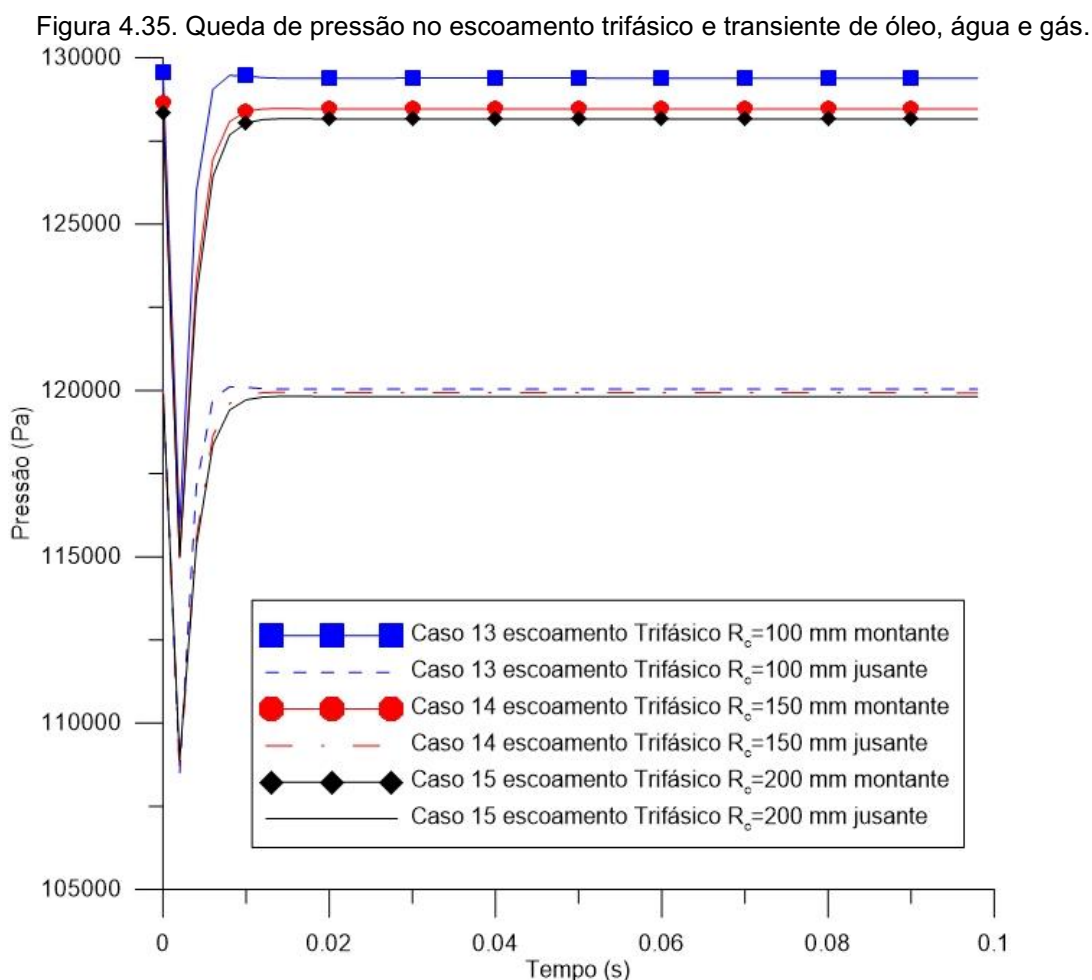


4.4.4. QUEDA DE PRESSÃO (DUTO COM VAZAMENTO)

Nesse tópico foi avaliado a queda de pressão para os casos com escoamento trifásico e variando o raio de curvatura. O vazamento tem início no tempo $t = 0$ s até o tempo total de avaliação de 0,1 s.

A tomada de pressão foi feita em um plano perpendicular a 0,5 metro a montante, antes do início da curvatura, onde está o vazamento e em outro plano perpendicular 0,5 metro a jusante, após o fim do joelho, como mostrado na Figura 4.12.

A queda de pressão analisada nos planos montante e jusante do vazamento está apresentada na Figura 4.35, para as tubulações com raio de curvatura de 100,150 e 200 mm.



Para a simulação do caso 13, tubulação com raio de curvatura de 100 mm, o valor inicial da pressão a montante logo no início do vazamento foi de 129,57 kPa, em seguida ocorre a perda de pressão, devido saída dos fluidos, durante 0,06 segundos

até atingir 115,86 kPa de valor mínimo. Após esse evento o escoamento volta ao novo equilíbrio de pressão com o valor de 129,38 kPa.

Na curva de pressão a jusante, da tubulação de raio de curvatura de 100 mm, escoamento apresentou comportamento similar mais com valores menores de pressão. O valor inicial da pressão no tempo $t = 0$ s foi de 120,11 kPa, com ΔP de 11,68 kPa, no ponto analisado.

Para a simulação do caso 14, (R 150 mm), verifica-se o comportamento semelhante ao caso 13, com valor de pressão inicial de 128,65 kPa, e logo em seguida um ΔP de 13,69 kPa durante 0,006 s. No plano a jusante do caso 14, o vazamento da tubulação provocou um valor inicial de pressão de 120,01 kPa para o escoamento do óleo, quando o vazamento é iniciado temos um período de 0,006s de desestabilização do escoamento, por fim o escoamento atinge um novo equilíbrio com valor de pressão de 108,56 kPa.

No caso 15, tubulação com raio de curvatura de 200 mm, tem-se no plano a montante da tomada de pressão um valor de 128,35 kPa, de valor inicial; o transitório de pressão ocorre durante 0,006 s e com um ΔP de 13,35 kPa. No plano a jusante do caso 15, tem-se um comportamento similar, tendo um ΔP transiente de 11,00 kPa, durante 0,006 s,

Nas Figuras 4.36, 4.37 e 4.38 estão ilustradas as regiões afetadas pelo vazamento na curvatura da tubulação, no escoamento trifásico.

Figura 4.36. Velocidade do fluido escoamento trifásico no vazamento caso 13 com raio de 100 mm.

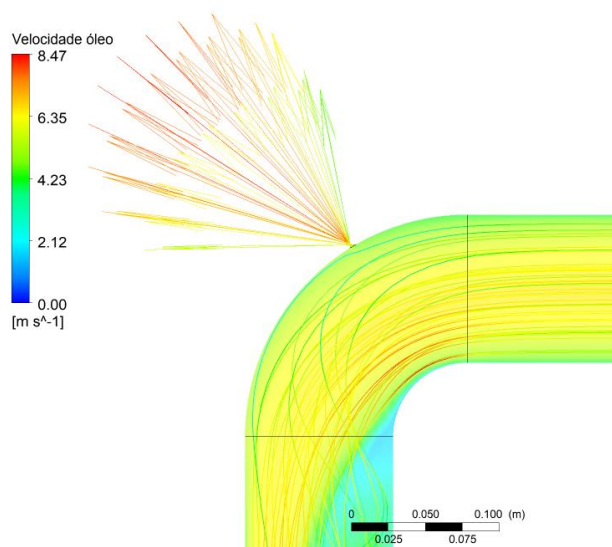


Figura 4.37. Velocidade do fluido escoamento trifásico no vazamento caso 14 com raio de 150 mm.

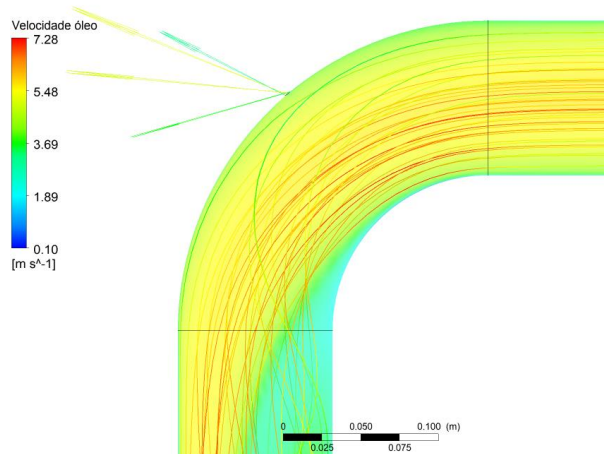
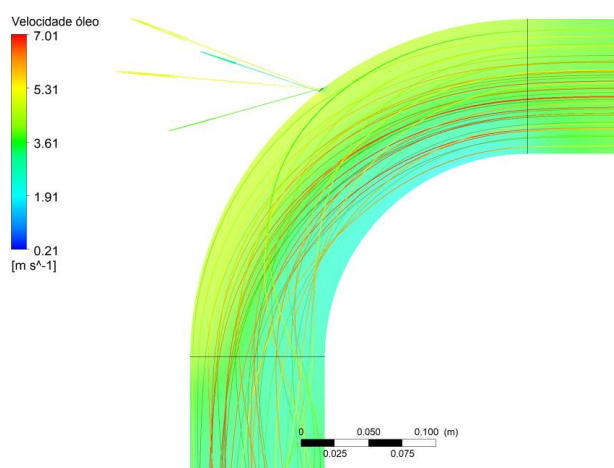


Figura 4.38. Velocidade do fluido escoamento trifásico no vazamento caso 15 com raio de 200 mm.



Nas Figuras 4.36, 4.37 e 4.38, obtém-se que os vetores velocidade na região do vazamento, apresentam valores diferentes com a menor relação R_c/D tem-se um cone de velocidade mais aberto, indicando um maior gradiente de pressão na região da parede do duto com o vazamento.

Comparando os casos 13, 14 e 15 para o escoamento trifásico, com os casos 1, 2 e 3 para escoamento monofásico verifica-se que houve uma menor perda de carga no vazamento. Pode-se atribuir a este efeito presença da menor quantidade de óleo, e da menor viscosidade das fases dispersas.

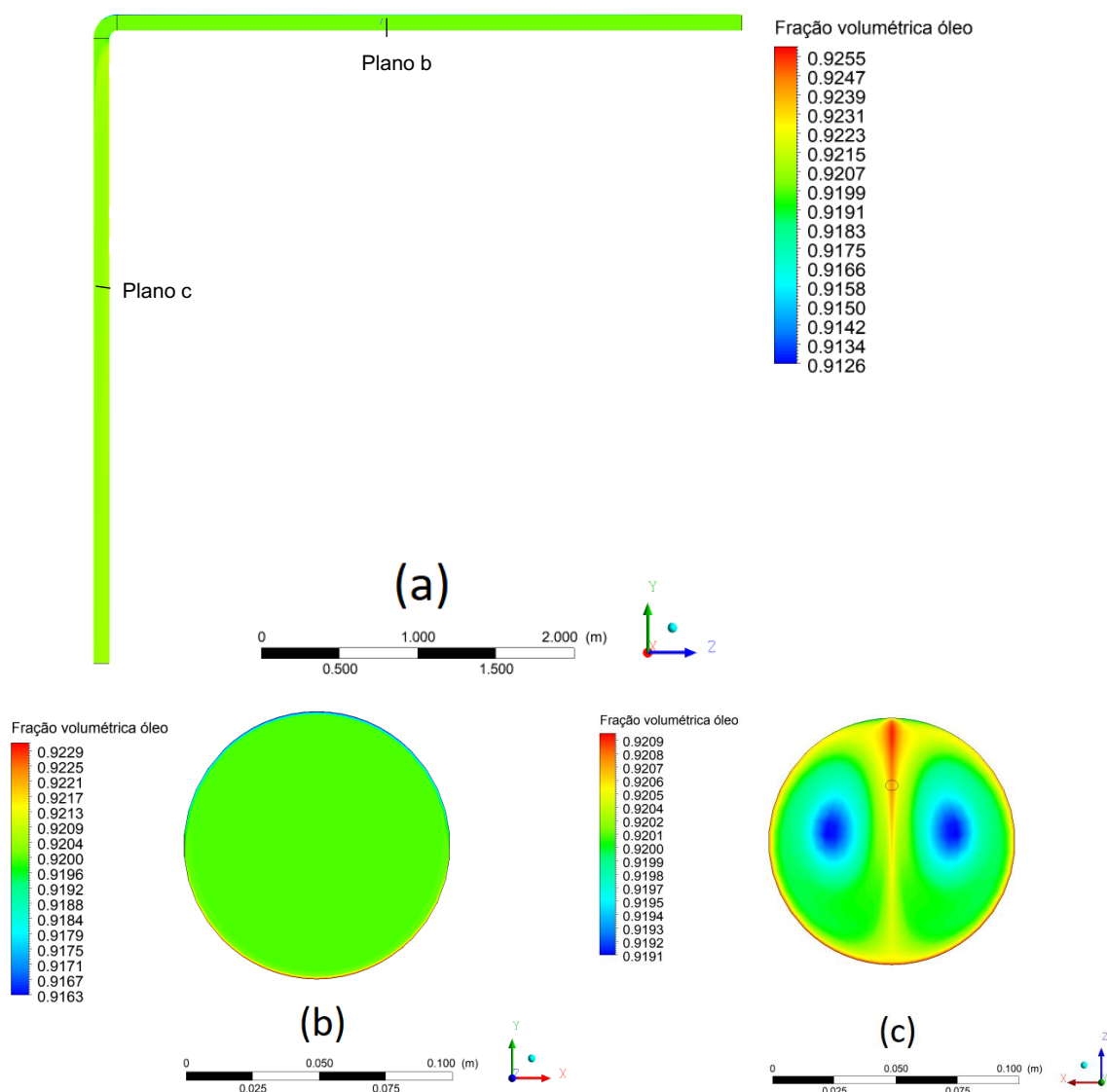
O raio de curvatura teve pouca influência na queda de pressão na presença de vazamento, para os casos 13, 14 e 15. A tubulação com raio de curvatura de 100 mm, apresentou resultados de pressão ligeiramente superiores ao da tubulação com raios de curvatura de 150 e 200 mm.

4.4.5. FRAÇÃO VOLUMÉTRICA

Esta seção tem o objetivo de apresentar o comportamento e a distribuição da fração volumétrica das fases óleo, água e gás no escoamento trifásico para os casos 13, 14 e 15.

Dois planos transversais, foram utilizados. O primeiro, está localizado no ramal horizontal a 2 metros da entrada e o segundo, no ramal vertical e na posição de 2 metros após a curvatura.

Figura 4.39. Campo de fração volumétrica da fase óleo no escoamento trifásico óleo, água e gás (caso 13 $R_c = 100$ mm).

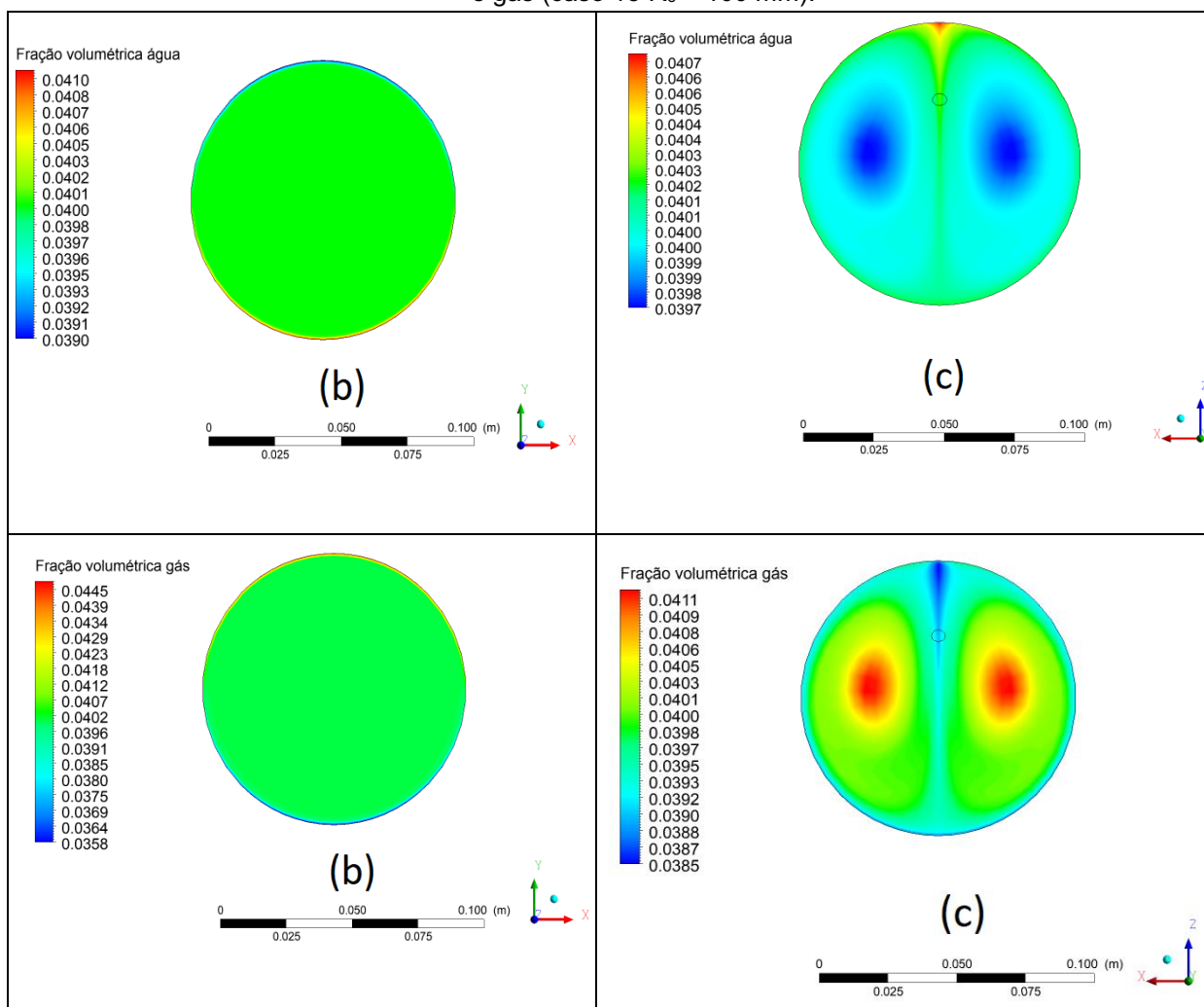


Com a avaliação do resultado da distribuição da fração volumétrica no caso 13, tubulação com raio de curvatura 100 mm, pode-se observar que a disposição das

fases tende uma estratificação do escoamento, isto é, uma separação entre a fase contínua óleo e as fases dispersas água e gás. As fases de menor densidade têm tendência a se concentrarem na região superior da tubulação como mostrado na Figura 4.39.

No plano b XY, no ramal horizontal pode-se observar que o óleo tende a se concentrar na parte inferior da tubulação. Isso pode ser explicado pela diferença de densidade dos fluídos, sendo o óleo junto com água os fluídos de maior densidade, com isso a fase dispersa gás tende a ter maior concentração na parte superior do tubo como mostrado na Figura 4.40.

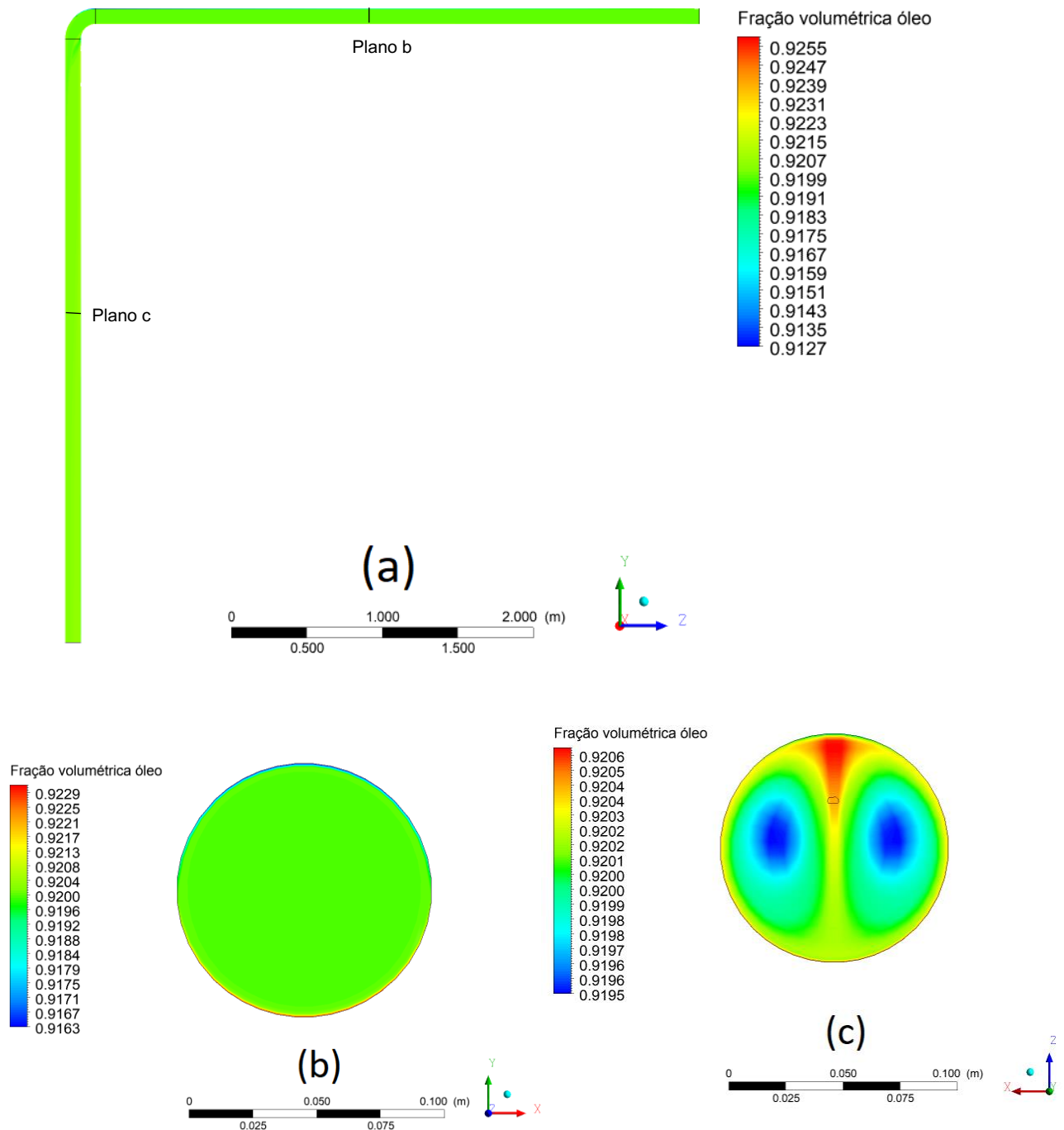
Figura 4.40. Campo de fração volumétrica das fases água e gás no escoamento trifásico óleo, água e gás (caso $13 R_c = 100$ mm).



O plano c, no vertical evidencia que os escoamentos secundários na curvatura, tem influência na distribuição da fração volumétrica, pois a fase gasosa tem maior

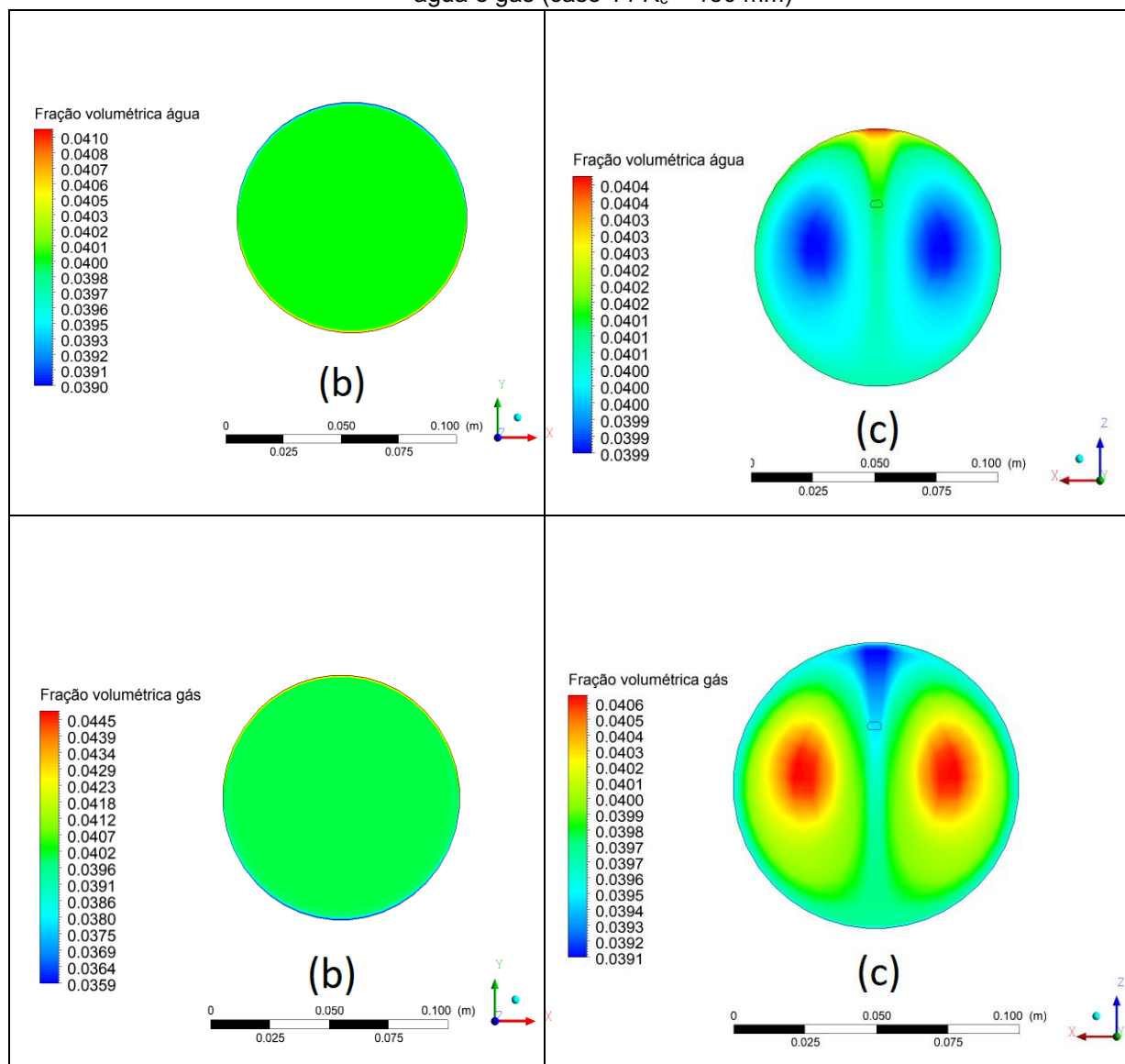
concentração no centro da tubulação, enquanto que as fases óleo e a água tem maior concentração na região periférica do tubo, como mostrada nas Figuras 4.41 e 4.42.

Figura 4.41. Campo de fração volumétrica da fase óleo no escoamento trifásico óleo, água e gás (caso $R_c = 150$ mm)



No plano b, para o caso 14, observa-se um comportamento análogo ao caso 13. A fase dispersa gasosa tem maior concentração na parte superior do tubo, devido a sua menor densidade. As fases mais densas, água e o óleo, apresentaram maior concentração na parte inferior do ramal horizontal.

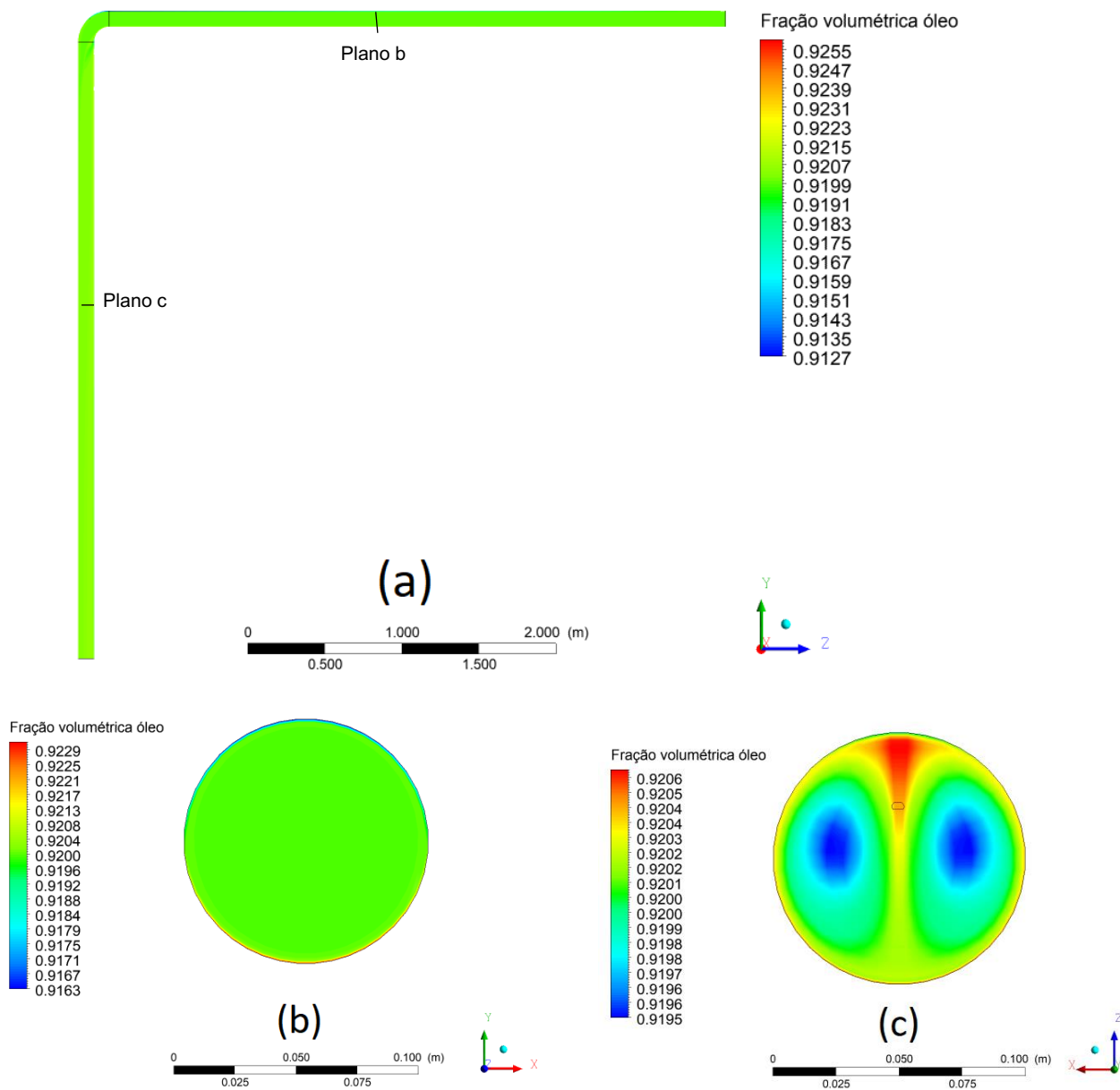
Figura 4.42. Campo de fração volumétrica das fases água e gás no escoamento trifásico óleo, água e gás (caso 14 $R_c = 150$ mm)



Para o plano c no ramal de saída, observa-se um comportamento hidrodinâmico influenciado pela curvatura da tubulação. A fase dispersa gás apresenta uma tendência a se concentrar no centro da tubulação. Este fato pode ser explicado pelo escoamento secundário na curvatura. As zonas de recirculação concentram a fase menos densa no centro da tubulação, enquanto que as fases óleo e a água, se concentrarem na periferia do duto.

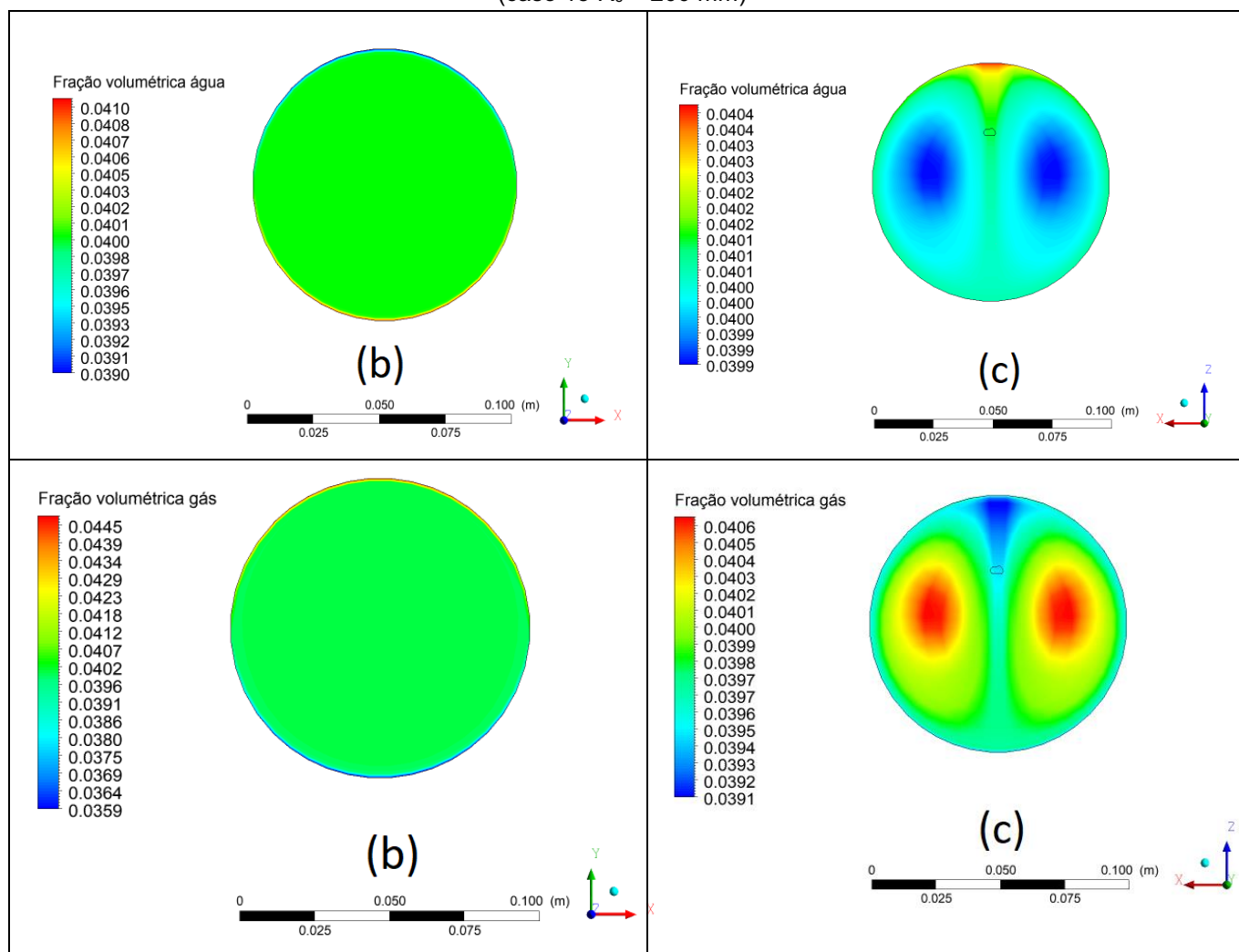
No caso 15, verifica-se um comportamento da fração volumétrica semelhantes aos casos 13 e 14, com estratificação do escoamento (Figuras 4.43 e 4.44).

Figura 4.43. Campo de fração volumétrica da fase óleo no escoamento trifásico óleo, água e gás (caso 15 $R_c = 200$ mm).



Para a distribuição da fração volumétrica no escoamento trifásico, pode-se dizer que o raio de curvatura tem influência na concentração das fases do escoamento, principalmente no ramal de saída, devido a existência de escoamento secundário.

Figura 4.44. Campo de fração volumétrica da fase óleo no escoamento trifásico óleo, água e gás (caso 15 $R_c = 200$ mm)



4.4.6. CAMPO DE TEMPERATURA (DUTO SEM VAZAMENTO)

Esta seção tem o objetivo de apresentar o comportamento e a distribuição da temperatura das fases óleo, água e gás para o escoamento trifásico (casos 16, 17 e 18).

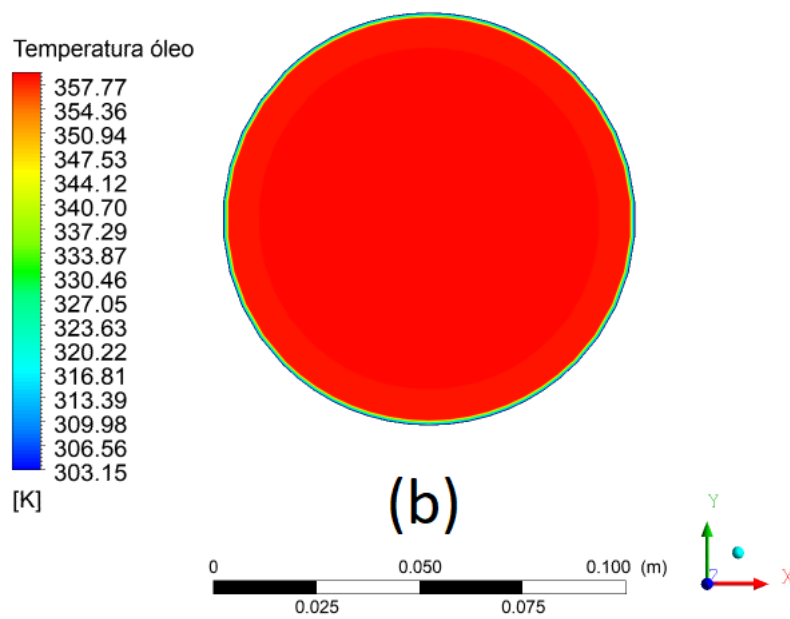
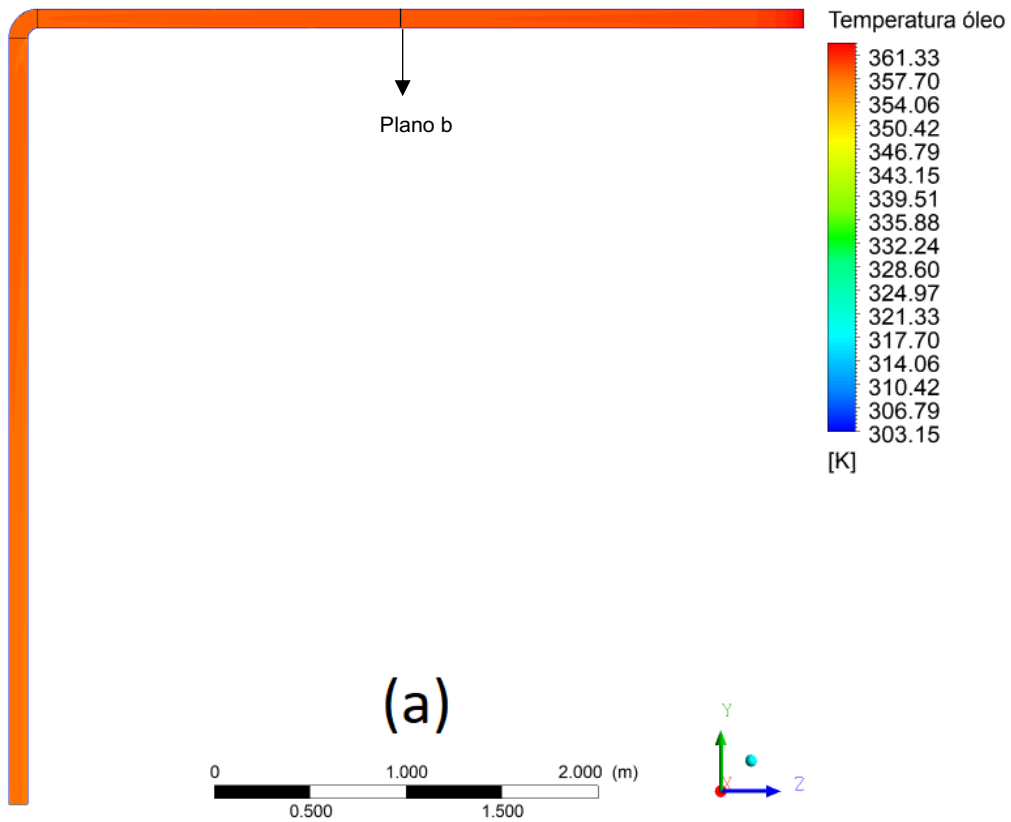
A simulação dos casos não isotérmicos, se deu com a fase contínua óleo com temperatura inicial de 363 K na entrada da tubulação, as fases dispersas água e gás com 323 K e a parede da tubulação com 303 K.

Para análise dos resultados foi feito um corte transversal, no ramal horizontal, localizado a 2 metros da entrada.

O campo de temperatura do óleo do caso 16, é apresentado na Figura 4.45. Verifica-se um comportamento axial com pouca variação de temperatura, mas com variações radiais, como mostrado no destaque. Isso indica que o óleo perde

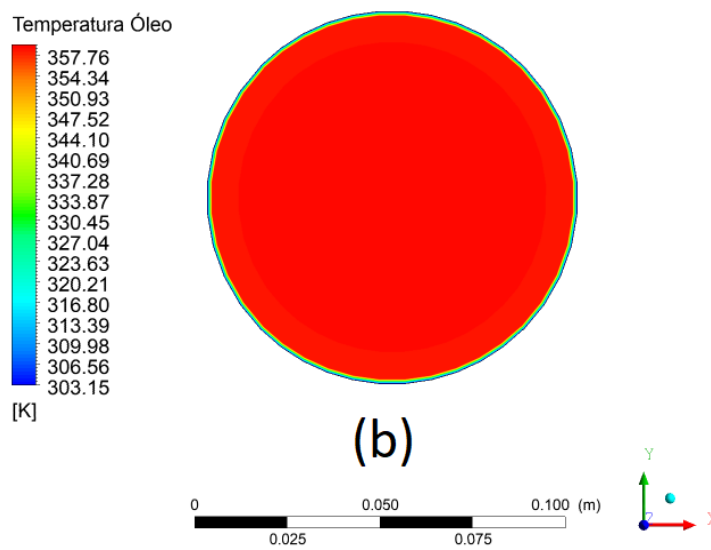
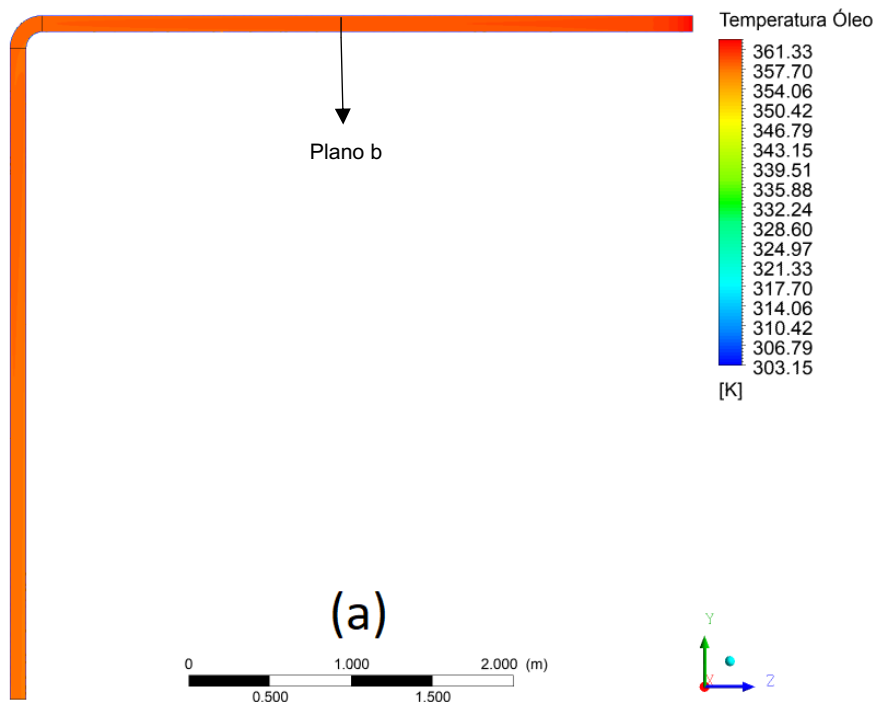
temperatura na parede do duto como esperado, devido a temperatura da parede ser de 303 K, contra 363K do óleo.

Figura 4.45 Campo de temperatura no escoamento trifásico de óleo, água e gás (caso $16 R_c = 100$ mm).



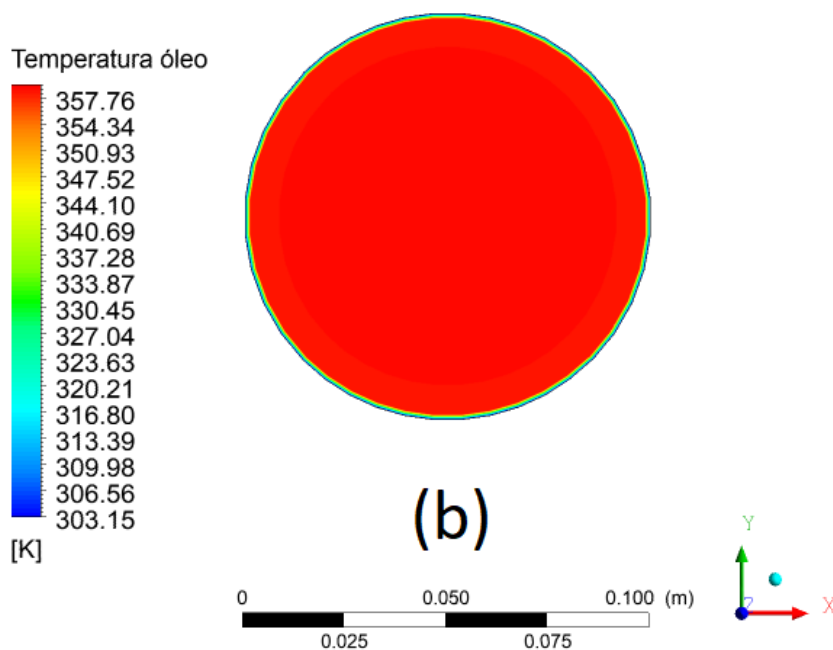
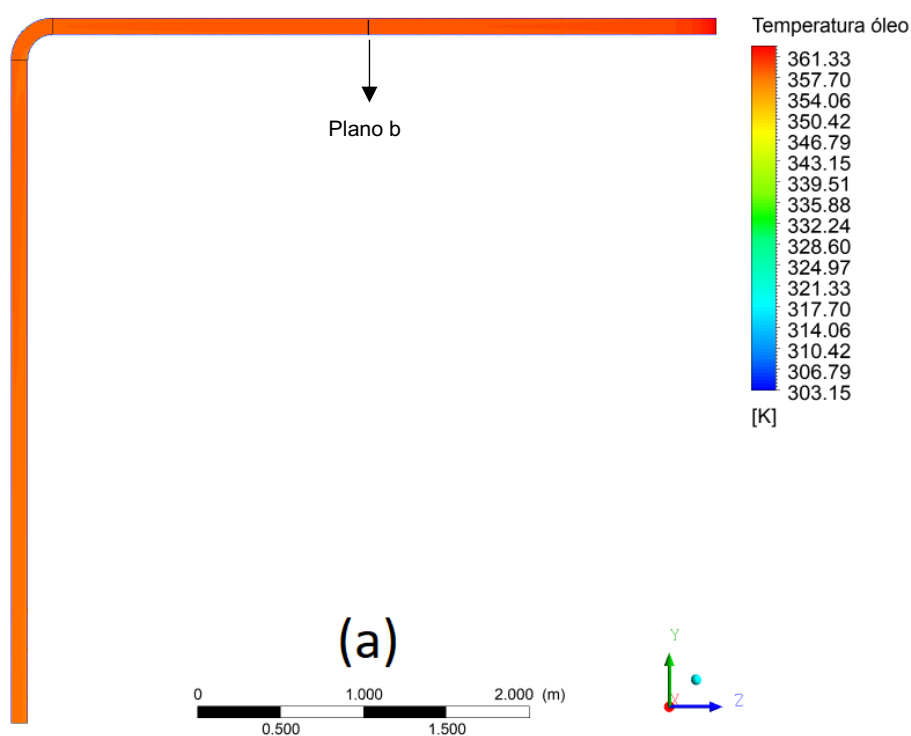
O campo de temperatura do óleo para o caso 17, tubulação com raio de curvatura de 150 mm, é apresentado na Figura 4.46. Esta figura mostra um comportamento radial da temperatura do óleo, sendo que a maior temperatura do fluido está localizada na região central do tubo com 363,15 K, decrescendo para a periferia do mesmo.

Figura 4.46 Campo de temperatura no escoamento trifásico de óleo, água e gás (caso 17 $R_c = 150$ mm).



O campo de temperatura do óleo para o caso 18, tubulação com raio de curvatura de 200 mm, visto na Figura 4.47, teve comportamento análogo aos casos 16 e 17, onde o óleo apresentou maior temperatura no centro do duto e decrescendo até a periferia do tubo.

Figura 4.47 Campo de temperatura no escoamento trifásico de óleo, água e gás (caso 18 $R_c = 200$ mm).



4.4.7. PERFIL DE TEMPERATURA

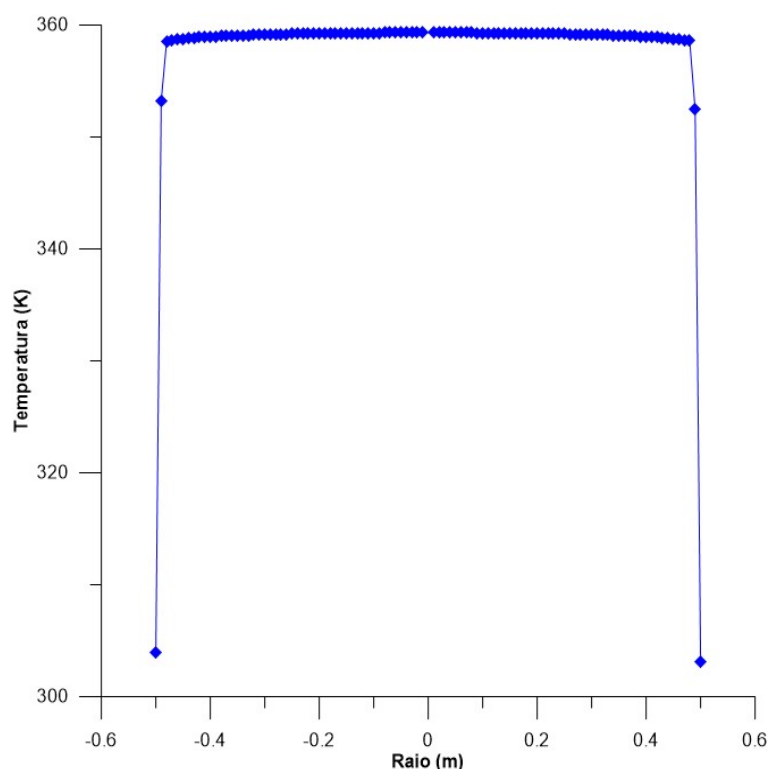
Esta seção apresenta o comportamento e o perfil de temperatura das fases óleo, água e gás do escoamento trifásico para os casos 16, 17 e 18.

A simulação dos casos não isotérmicos, se deu com a fase contínua óleo com temperatura inicial de 363 K na entrada da tubulação, as fases dispersas água e gás com 323K e a parede da tubulação com 303 K.

A medida do corte transversal, foi realizado, no ramal de entrada localizado a 2 metros da entrada.

O perfil de temperatura do caso 16, tubulação com raio de curvatura de 100 mm, é apresentado na Figura 4.48. Verifica-se que a temperatura do óleo é menor na periferia do duto, aonde se tem temperatura de 303 K, e maior no centro do duto com um patamar constante.

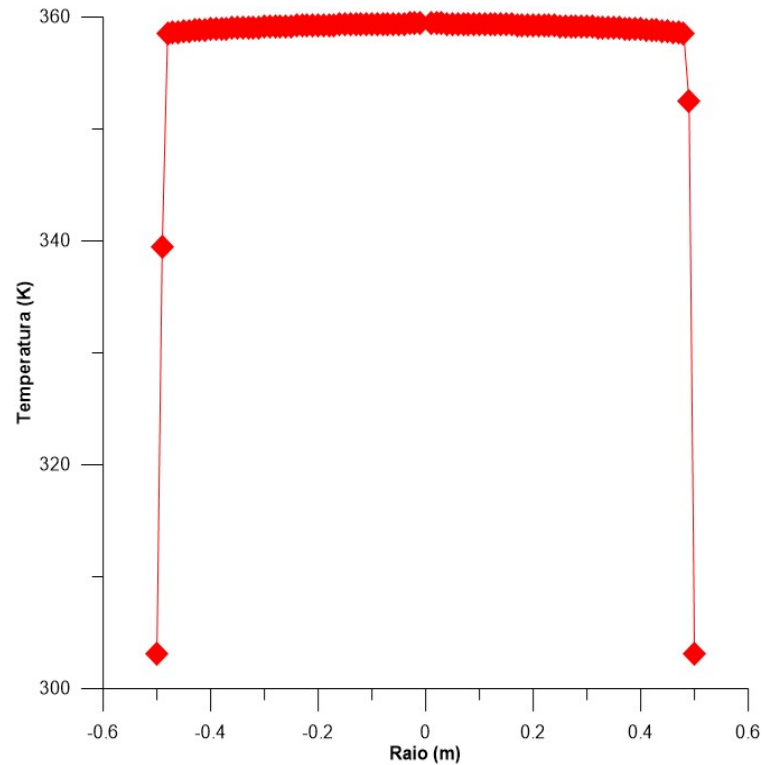
Figura 4.48. Perfil de temperatura do óleo para o escoamento trifásico de óleo, água e gás (caso 16 $R_c = 100$ mm).



O perfil de temperatura do óleo, do caso 17, mostrado na Figura 4.49, tem comportamento semelhante ao caso 16, onde o núcleo de óleo apresenta um

patamar constante de temperatura, e com queda de temperatura até a periferia do duto.

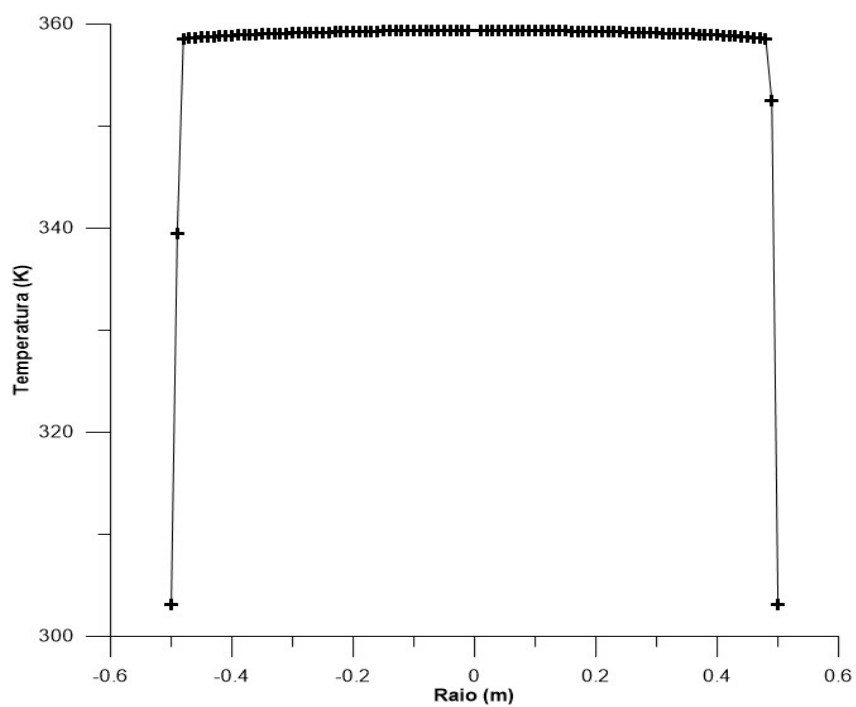
Figura 4.49. Perfil de temperatura do óleo para o escoamento trifásico de óleo, água e gás (caso 17 $R_c = 150$ mm).



O caso 18, tubulação com raio de curvatura de 200 mm, teve comportamento análogo aos casos 16 e 17, como mostrado na Figura 4.50, tendo o óleo com patamar constante de temperatura no centro do duto, e na periferia do duto com o óleo trocando calor com as paredes do mesmo.

O raio de curvatura não teve influência no perfil de temperatura, nos casos 16, 17 e 18. Pode-se dizer que as temperaturas das fases presente no escoamento e da parede da tubulação, tem maior influência na transferência de calor.

Figura 4.50 Perfil de temperatura do óleo para o escoamento trifásico óleo, água e gás (caso 18 $R_c=200$ mm).



5.0 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTURAS PESQUISAS

5.1 CONCLUSÕES

Desse estudo pode-se concluir que:

- O modelo matemático proposto mostrou-se capaz de avaliar o problema em questão, escoamento trifásico não isotérmico;
- A validação dos resultados do perfil de velocidade, para os escoamentos bifásico (óleo e água) e trifásico (óleo, água e gás), turbulento, teve ótima concordância com os resultados analíticos, obtidos para o escoamento monofásico de óleo;
- O raio de curvatura tem influência direta nos resultados do campo de pressão, quanto maior a relação, R_c/D , menor a perda de carga no escoamento;
- A composição do escoamento, tem influência no campo de pressão, os escoamentos bifásicos tiveram menor perda de carga quando comparados com os escoamentos monofásicos e trifásicos, estes obtiveram perda de carga semelhantes;
- O raio de curvatura tem influência direta nos resultados do campo de velocidade, quanto maior a relação, R_c/D , menor a aceleração do fluido na curvatura do joelho;
- O escoamento bifásico tem comportamento de estratificação no ramal horizontal, sendo a água com maior concentração na parte inferior do duto, o raio de curvatura teve influência na concentração das fases no ramal vertical, pois com maior raio menor a aceleração dos fluidos;
- O escoamento trifásico apresentou também o comportamento de estratificação no ramal horizontal, sendo que a fase gasosa teve maior

concentração na região superior do duto, o raio de curvatura influenciou a distribuição das fases, a fase gasosa teve maior concentração no certo do duto no ramal vertical.

- O raio de curvatura não influenciou muito a queda de pressão durante o vazamento, por que o transitório de pressão para o raio de 100 mm foi muito semelhante ao de 200 mm, informação que indica um possível pulso específico de vazamento.
- O raio de curvatura teve pouca influência no campo de temperatura dos escoamentos não isotérmicos.

5.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugestão para futuros trabalhos pode-se citar:

- Variar o tamanho e a forma geométrica do orifício de vazamento no duto curvado, com objetivo de avaliar a queda de pressão no vazamento;
- Estudar a influência da rugosidade da superfície do duto no escoamento trifásico óleo, água e gás, com e sem vazamento da tubulação;
- Avaliar a influência de um domínio externo ao duto sob o vazamento, como em situações onshore e offshore;

REFERÊNCIAS

ACIKGOZ, M., Franca, F., Lahey, J., (1992), **An experimental study of three phase flow regimes**, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 18, p 327-336.

ALÉ, J.A.V.; **Mecânica dos fluidos – Curso Básico**;PUCRS 2011.Capitulo 7.

ALVANDIFAR, N., Abkar, M., Mansoori, Z., Avval, M. S., **Turbulence modulation for gas – particle flow in vertical tube and horizontal channel using four-way eulerian–lagrangian approach**. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 32 (2011) pp. 826–833.

ANDRADE, T.H.F., Silva, F.N., Farias Neto, S.R., Crivelaro, K.C.O., Lima, A.G.B. **Simulação numérica do escoamento de água e óleo tipo *core-flow* em conexões curvadas**. CIBIM 10, Porto, Portugal, 2011.

Andrade, T. H. F.; **Estudo Numérico do Transporte de Óleos Pesados em Tubos Lubrificados por Água**, Dissertação de Mestrado em Engenharia Química pela Universidade Federal de Campina Grande, PB- Brasil 2008.

ANP – **Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, 2007**.

Disponível em: <<http://www.anp.gov.br>>. Acesso em: 5 jan. 2011.

ANSYS, **CFX-Theory Manual**, 2008.

AZEVEDO, F. M. **Proposta de Algoritmo para Detecção de Vazamentos em Oleodutos Utilizando Análise Freqüencial de Sinais de Pressão**. 88 pp. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Natal, RN, 2009.

AZEVEDO, V. W. F. **Simulação do escoamento multifásico no interior de bombas de cavidades progressivas metálicas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Natal, RN, 2012.

BANNWART, A. C., Rodriguez, O. M. H., Trevisan, F.E., Vieira, F.F., and Carvalho, C.H.M. **Experimental investigation on liquid-liquid-gas flow: flow patterns and pressure-gradient.** Journal of Petroleum Science and Engineering, v.65, pp.1-13. 2009.

BARBOSA, L. M. C. **Escoamento Não-Isotérmico de Óleo Pesado, Água e Gás em Duto Vertical com Vazamento.** 2012. 50 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Campina Grande, PB, 2012.

BEN-MANSOUR, R., HABIB,M.A., KHALIFA, A., YUCEF-TOUMI, K., CHATZIGEORGIOU, D., **Computational fluid dynamic simulation of small leaks in water pipelines for direct leak pressure transduction.** COMPUTERS & FLUIDS 57 (2012), PP.110–123.

BEZERRA, B. A. F. **Detecção de vazamentos em tubulações de gás pelo método de transitório de pressão utilizando CLP e sensores.** Monografia, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2008.

BRAGA, C. F. **Detecção de vazamentos por computador “on-line” em tubulações transportando misturas gás-líquido.** Universidade Estadual de Campinas (2001), Tese (mestrado).

Black, P. **A review of pipeline leak detection technology.** Pipeline System, v.7, Fluid Mechanics and its Applications, Dordrecht. Kluwer Academic Publishers.p. 287 298, 1992.

BRAGA FILHO, W. **Transmissão de Calor.** São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

Bruno,A.F.B. **Detecção de vazamentos em tubulações de gás pelo método de transitório de pressão utilizando CLP e sensores.** Monografia. Universidade Federal de Pernambuco, Recife. 2008.

CARROLL, J. E., **Problem Is The Result of Industry’s Move To Use Higher Pressures,** *Pipeline Gas & Journal*, 2003a.

CARROLL, J. E., **Natural Gas Hydrates,** Ed. GPP, 2003b.

COSTA, A. M. S.; BANNWART, A. C.; VIEIRA, F. F.; CARVALHO, C. H. M.; **Observação da dinâmica das interfaces em escoamento trifásico óleo pesado-água-gás**, 10th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT, Rio de Janeiro, 2004.

CAZAREZ, O. D. Montoya, A.G. Vital, A.C. Bannwart. **Modeling of three-phase heavy oil–water–gas bubbly flow in upward vertical pipes**. International Journal of Multiphase Flow 36 (2010), pp.439–448.

CIPOLLA, E.Z; Silva, F.G.B; Filho, G.L.T; Barros, R.M; **Avaliação da Distribuição de Velocidades em Uma Bomba Centrífuga Radial Utilizando Técnicas de CFD**. Revista Brasileira de Recursos Hídricos Volume 16 n.3 - Jul/Set 2011, 71-79.

COLOMBAROLI, P.L.S. **Sistema de Detecção de Vazamento em Dutos de Petróleo**. PRH16-ANP/MCT - Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI 2010.

DESCAMPS, M.N; OLIEMANS, R.V.A; OOMS, G; MUDDE, R.F; **Experimental investigation of three-phase flow in a vertical pipe: Local characteristics of the gas phase for gas-lift conditions**. International Journal of Multiphase Flow 33 (2007).

ESPINOSA, L. M.; CANDIA, O. C.; RODART, C. V. **Modeling of incompressible flow in short pipes with leaks**, Journal of Petroleum Science and Engineering 109(2013)38–44

EUSTICE, J. **Flow of water in curved pipes**. *Proc. R. Soc. London Ser. A*, V. 84, p. 107-18, 1910.

EUSTICE, J. **Experiments of streamline motion in curved pipes**. *Proc. R. Soc. London Ser. A*, V. 85, p. 119-31, 1911.

PEREIRA FILHO, G. H. S. **Transporte Não-Isotérmico de Óleos Pesados em Risers Submersos**. 2010. Monografia (Especialização em Tecnologia de Petróleo e Gás PRH-25/ANP/UFCG) - Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, PB, 2010.

FERREIRA,L.P. **Análise dos mecanismos de planejamento e resposta para incidentes com derramamento de óleo no mar: uma proposta de ação.** Dissertação de Mestrado.2012

FREIRE,A.P.S.**Teoria de Camada Limite.** Notas de aulas do Curso de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da UFRJ. 1990.

FORTUNA, A. O. **Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos: Conceitos Básicos e Aplicações.** São Paulo: Editora USP, 2000.

FOX e MCDONALD. **Mecânica dos Fluidos.** Quarta edição 2010.

FREITAS,C.C; Siepierski,I; Ferreira,M.S.R; Deriz,M.B; **Sistema de Transporte por Dutos.**

GOLAN, L. P., Stenning, A. H., **Two-Phase Vertical Flow Map**, Proc. Instn.Mech. Engrs., 184, 3C, pp. 108-114, 1969.

GOVIER, G. W., Omer, M. M. **An Horizontal Pipeline Flow of Air-Water Mixtures, Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 40, pp. 93-104, 1962.

GOVIER, G.W. Aziz, K., **The Flow of Complex Mixtures in Pipes**, New York, N.Y., Van Nostrand Rheinhold, 1972.

HUMPHREY, J. A. C.; WHITELOW, J. A.; YEE, G. 1981, **Turbulent flow in a square duct with strong curvature.** *Journal of Fluid Mechanics*, vol.103, pp.443–463.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer.** New York: John Wiley & Sons, 2002, 981 p.

JANA, A.K, G. Das, P.K. Das. **Flow regime identification of two-phase liquid–liquid up flow through vertical pipe.** *Chemical Engineering Science* 61 (2006) pp. 1500 – 1515.

KRANDI,U., R.A.W.M. Henkes, R.F. Mudde, R.V.A. Oliemans., **Effect of gas pulsation on long slugs in horizontal gas–liquid pipe flow.** *International Journal of Multiphase Flow* 37 (2011), pp.1120–1128.

LEE, A-H., JEPSON, W.P., SUN, J-H. **Study of Flow Regime Transitions of OilWater-Gas Mixtures in Horizontal Pipelines.** Proceedings of the Third International Offshore and Polar Engineering Conference, Singapura, vol. II, pp 159-164, 6-11 jun. 1993.

LEVY, E.K; SAHIN, B. **Gas–solid flow behavior in a horizontal pipe after a 90 vertical-to-horizontal elbow.** Powder Technology. 116, 2001. 43–52.

LUCENA, K. F.M., Tôrres, E.G.,Lacerda,I.S.,Machado,E.C.M.N., **Influência da viscosidade cinemática sobre o custo energético no escoamento de petróleo.** Rio Pipeline Conference & Exposition. Rio de Janeiro. 2005.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluido Computacional.** Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 2004.

MARINHO, J. L. G. **Estudo do Escoamento Multifásico Tipo Bolha de Taylor em Dutos e Conexões Curvadas.** 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, PB, 2008.

MARN,J; TERNIK,P. **Laminar flow of a shear-thickening fluid in a 90°pipe Bend.** Fluid Dynamics Research 38 (2006) 295–312.

MORALES,B.B., **Simulação numérica do escoamento em modelo físico da estação de refino secundário RH.** Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2008.

MARTÍNEZ-PALOU,R; MOSQUEIRA,M.L; ZAPATA-RENDÓN,B; MARJUÁREZ,E; BERNAL-HUICOCHEA,C; CLAVEL-LÓPEZ, J.C; ABURTO,J. **Transportation of heavy and extra-heavy crude oil by pipeline: A review.** Journal of Petroleum Science and Engineering. P275. 2011.

MOTA,F.R.M;Pagano,D.J;Plucenio,A; **Fenômeno de separação gás-líquido (água-óleo) em dutos helicoidais: um estudo CFD.** 6º congresso brasileiro de pesquisa e desenvolvimento em petróleo e gás. 2011.

MUSSUM, B.R., **Fundamentos da mecânica dos fluidos.** Quarta edição. São Paulo. 2004.

NASCIMENTO, G.R; **ESCOAMENTO MULTIFÁSICO NÃO-ISOTÉRMICO EM RISER FLEXÍVEL: MODELAGEM SIMULAÇÃO**. Tese de doutorado em engenharia de processos. Campina grande 2011.

OLIVEIRA, Y.B., Mariano, G.C., Quadri, M.B., **Um estudo CFD de vazamento de óleo a partir de dutos submersos**. VIII Congresso Brasileiro de Engenharia Química em Iniciação Científica. Uberlândia, Minas Gerais. 2009.

ÖRLÜ, R; **Turbulent pipe flow downstream a 90 pipe bend with and without superimposed swirl**. International Journal of Heat and Fluid Flow 41 (2013) 103–111.

PALADINO, E. E. **Estudo do Escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do Tipo Pressão Diferencial**. 2005. 263 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2005.

PHSMA – **PIPELINE AND HAZARDOUS MATERIALS SAFETY ADMINISTRATION, 2012**. Disponível em: <<http://www.phmsa.dot.gov/>>. Acesso em: 10 FEV. 2012.

POESIO, P., Sotgia, G., and Strazza, D. **Experimental investigation of threephase oil-water-air flow through a pipeline**. Multiphase Science and Technology, v.21, pp.107-122, 2009a.

POESIO, P., Sotgia, G., and Strazza, D. **Very-viscous-oil/water/airflow through horizontal pipes: pressure drop measurement and prediction**. Chemical Engineering Science, v.64, pp.1136-1142, 2009b.

RANADE, V. V.. **Computational Flow Modeling for Chemical Reactor Engineering**. USA: Academic Press, 2002.

REDDY, H.P; Narasimhan, S; Bhallamudi, S.M. Bairagi, S; **Leak detection in gas pipeline networks using an efficient state estimator. Part-I: Theory and simulations**. Computers and Chemical Engineering 35 (2011) 651–661.

RIBEIRO, F. P., **Simulação Numérica do Escoamento Intermitente Trifásico Horizontal** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE [Rio de Janeiro] 2008.

- RODRIGUEZ, O. M. **Escoamento Multifásico**. Rio de Janeiro: ABCM, 2011.
- ROSA, E. S.; **Escoamento multifásico isotérmico: modelos de fluidos e de mistura**, Porto Alegre: Bookman, 2012.
- SANTOS, J. S. T. **Estudo Experimental e Numérico da Parafinação em Escoamentos de Hidrocarbonetos em Dutos Produtores**. 2009. 121 f. Tese (Doutorado em Engenharia Oceânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2009.
- SANTOS, M. M. **Simulação Numérica do Escoamento Bifásico Óleo-Água em Tubos**. 2010. 99 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá, Instituto de Engenharia Mecânica, Itajubá, MG, 2010.
- SARMENTO, L. R. B.; **Escoamento Multifásico em Conexões Curvadas Acopladas a Oleodutos com Vazamentos: Modelagem e Simulação**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Campina Grande, PB, 2014.
- Silva, R. A. **Supervisão de tubulações por computador on-line**. Universidade Estadual de Campinas, 1996, Tese (mestrado).
- SILVA, F.N. **Escoamento isotérmico tipo *core-flow* de óleos pesados em conexões**. Relatório apresentado ao Programa de Recursos Humanos da Agência Nacional de Petróleo (PRH-25/ANP). 2012. Campina Grande.
- SOARES, R. F. **Turbulência dos fluidos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia/MG, 2014.
- SOUZA, J.N.M., **Modelagem e simulação de escoamento multifásico em dutos de produção de óleo e gás natural**. Tese de doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. 2010.
- SHOHAM, O.; **Mechanistic Modeling of gas/liquid two-phase flow in pipes**, Livro, Society of Petroleum Engineers, 2006.

SHORE, J.; HACKWORTH, J.; SHIRKEY, C. — **Availability of Gasoline Imports in the Short to Mid Term: U.S. Perspective** (2002). NPRA Annual Meeting. EIA (2002).

SUN, L., **Mathematical modeling of the flow in a pipeline with a leak**. Mathematics and Computers in Simulation 2012.

TAVARES, D. P. S. A. **Escoamento Trifásico Não Isotérmico em Oleodutos com Vazamento: Modelagem e Simulação**. 2012. 70 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Campina Grande, PB, 2012.

TREVISAN, F. E. **Padrões de Fluxo e Perda de Carga em Escoamento Trifásico Horizontal de Óleo Pesado, Água e Ar**. 2003. 101 f. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, 2003.

VERSTEEG HK & MALALASEKERA W. 1995. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics-The Finite Volume Method**. Co-published in the United States with John Wiley & Sons Inc., 257 p

VIANA, A, S; Chaves, C, A; LAMAS, W, Q; CARMARGO, J, R; **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE UM FLUIDO NEWTONIANO APLICADO EM TUBOS CURVOS**. The 4th International Congress on University-Industry Cooperation – Taubate, SP – Brazil 2012.

WANG, L., Wu, Y., Zheng, Z., Guo, J., Zhang, J., and Tang, C. Oil water two phase flow inside T-Junction. **Journal of Hydrodynamics**, v.20, pp.147-153, 2008.

WEGMANN, A.; Melke, J.; Rohr, P. R. Three phase liquid–liquid–gas flows in 5.6 mm and 7 mm inner diameter pipes. **International Journal of Multiphase Flow**, v.33, n.5, pp.484-497, 2007.

WIKE, A. Liquid Pipelines Can Use Many Varieties of SCADA-based Leak Detection Systems. **Pipeline & Gas Journal**, v. 213, n. 6, p. 16-20, 1986.

WU, H., Zhou, F., Wu, Y., **Intelligent identification system of flow regime of oilgas-water multiphase flow**. International Journal of Multiphase Flow 27 (2001), pp. 459-475.

YANG, L., and Azzopardi B.J. **Phase separation of liquid-liquid two-phase flow at a T-junction.** *AIChE Journal*, v.52, pp.141-149, 2006.

YANG, L., and Azzopardi B.J. **Phase split of liquid-liquid two-phase flow at a horizontal T-junction.** *International Journal of Multiphase Flow*, v.33, pp.207-216, 2007.

WIKE, A. **Liquid pipelines can use many varieties of SCADA-based leak detectionsystems.** *Pipeline & Gas Journal* (1996).

XU, J. Y.;LI, D. H.;GUO, J.; **Investigations of phase inversion and frictional pressure gradients in upward and downward oil-water flow in vertical pipes.** *International Journal of Multiphase Flow*, v.36, pp.930-939, 2012.