



UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE  
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

# **Estudo Numérico do Transporte de Óleos Pesados em Tubos Lubrificadas por Água**

Autor: Tony Herbert Freire de Andrade  
Orientador: Severino Rodrigues de Farias Neto  
Co-orientador: Antonio Gilson Barbosa de Lima

Campina Grande, setembro de 2008

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE**  
**CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA**  
**PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

# **Estudo Numérico do Transporte de Óleos Pesados em Tubos Lubrificados por Água**

Autor: Tony Herbert Freire de Andrade  
Orientador: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto  
Co-orientador: Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Curso: Mestrado em Engenharia Química  
Área de Concentração: Desenvolvimento de processos químicos

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Química, como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Química.

Campina Grande, setembro de 2008  
PB-Brasil

UFCG - BIBLIOTECA - CAMPUS I	
4151	04.05.09

**FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG**

A553e

2008 Andrade, Tony Herbert Freire de

Estudo numérico do transporte de óleos pesados em tubos lubrificadas por água / Tony Herbert Freire de Andrade. — Campina Grande, 2008.

61 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciência e Tecnologia.

Referências.

Orientador: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto;  
Co-orientador: Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

1. Óleos Pesados 2. Redução de Atrito 3. escoamento Anular  
4. escoamento Bifásico Líquido- Líquido 5. Simulação Numérica  
I. Título.

CDU - 66.0 (043)

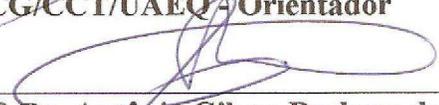
**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE**  
**CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA**  
**PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

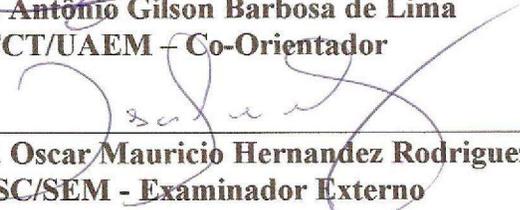
**Dissertação de Mestrado**

**Estudo Numérico do Transporte de Óleos  
Pesados em Tubos Lubrificadas por Água**

Dissertação aprovada em 31 outubro de 2008

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto**  
UFCG/CCT/UAEQ - Orientador

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Antônio Gilson Barbosa de Lima**  
UFCG/CCT/UAEM - Co-Orientador

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Oscar Mauricio Hernandez Rodriguez**  
USP/EESC/SEM - Examinador Externo

  
\_\_\_\_\_  
**Dr. Kelen Cristina Oliveira Crivelaro**  
UFCG/CCT/UAEM - Examinadora Externa

Campina Grande, setembro de 2008  
PB-Brasil

## DEDICATÓRIA

*Dedico este trabalho ao meu pai Ivaldo Machado e minha mãe Sevi Freire, pela paciência e carinho, a minha noiva Elizabel Aluska por todo apoio, compreensão e carinho.*

## **AGRADECIMENTOS**

Este trabalho não poderia ser concluído sem a ajuda de diversas pessoas, as quais expresso meus agradecimentos:

A Deus pela guia e pelo amor que ele nos têm.

A minha querida mãe pelo incentivo e o apoio dado durante toda minha vida.

Ao meu querido pai que também deu muito apoio e incentivo.

A toda minha família pela contribuição dada ao longo deste trabalho.

Ao meu sogro Armando e minha sogra Elizabeth pelo apoio e incentivo preciso nesta etapa da minha vida.

A minha noiva Elizabel pela sua preciosa companhia e pelo seu amor que me brinda.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), PETROBRÁS, ANP, FINEP, CTPETRO, CT BRASIL, e CAPES pelo o apoio financeiro na realização deste trabalho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, especialmente a funcionária Maricé Pereira pelo seu ótimo desempenho e o ótimo atendimento que tem nos dado.

Ao Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI/UAEQ) e o Laboratório Computacional de Térmica e Fluido (LCTF/UAEM) da Universidade Federal de Campina Grande pela infra-estrutura.

Ao Professor Severino Rodrigues de Farias Neto, pela nobre orientação, paciência e pelo sábio conhecimento compartilhado comigo ao longo deste trabalho.

Ao Professor Antônio Gilson Barbosa de Lima, por suas orientações humildemente compartilhadas ao longo deste trabalho.

A todo grupo que compõe Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI).

Aos meus amigos João Paulo e Pulquéria, pelos conselhos dados nos momentos difíceis ao longo deste trabalho.

A todos aqueles que contribuíram direto e indiretamente na execução deste trabalho.

*Os mestres ideais são aqueles que se fazem de pontes, que convidam os seus seguidores a atravessarem, e depois, tendo facilitado a travessia, desmoronam-se com prazer, encorajando-os a criarem as suas próprias pontes.*

*(Nikos Kazantzakis)*

## SUMÁRIO

CAPÍTULO I.....	1
INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Objetivo.....	5
1.2 Objetivos específicos.....	5
CAPÍTULO II .....	7
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	7
2.1 Escoamento Multifásico.....	7
2.2 Características do “Core-Annular Flow” .....	10
2.3 Padrões do “Core-Annular Flow” .....	15
2.3.1 Escoamento anular perfeito (PCAF).....	15
2.3.2 Escoamento anular ondulado (WCAF).....	20
CAPÍTULO III.....	25
MODELAGEM MATEMÁTICA.....	25
3.1 Modelo matemático.....	26
3.1.1 Condições iniciais e de fronteira.....	29
3.2 Geração da malha .....	32
CAPÍTULO IV.....	36
RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	36
CAPÍTULO V .....	54
CONCLUSÕES .....	54
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	56
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	57

## RESUMO

ANDRADE, Tony Herbert Freire de, *Estudo Numérico do Transporte de Óleos Pesados em Tubos Lubrificadas por Água*, Campina Grande: Pós-Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal de Campina Grande, 2008. Dissertação (Mestrado)

O transporte de óleos pesados e ultraviscosos é um dos principais desafios tecnológicos para a indústria de petróleo. Este fato está relacionado com a alta perda de carga ou atrito devido aos efeitos viscosos deste tipo de óleo. O presente trabalho propõe um estudo numérico do transporte de óleos pesados empregando a técnica de lubrificação parietal por água conhecida por escoamento anular ou “Core-Annular Flow” utilizando o código computacional CFX 10<sup>®</sup>. O modelo matemático considera o modelo de mistura para tratar o escoamento bifásico água-óleo pesado e ultraviscoso, bidimensional, transiente, isotérmico, assumindo regime laminar para fase óleo e turbulento para a fase água adotando o modelo  $k-\varepsilon$ . As equações diferenciais do modelo foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos, com o esquema de interpolação trilinear para os termos convectivos. Resultados da velocidade, pressão e fração volumétricas das fases são apresentados e analisados. Os resultados evidenciaram a presença de uma corrente de água nas proximidades da parede da tubulação formando uma película de água que envolve o núcleo de óleo escoando na região central da tubulação, caracterizando, assim, o escoamento anular ou “core-flow”. Como consequência, foi observada uma redução expressiva da perda de carga se comparado quando o óleo pesado escoava sozinho na tubulação de aproximadamente cinquenta e nove (59) vezes, para uma razão de viscosidade entre água e óleo pesado ( $\mu_A/\mu_O = 7,408 \times 10^{-5}$ ) em um tubo horizontal.

*Palavras-Chaves:*

Óleos pesados, Redução de atrito, Escoamento anular, Escoamento bifásico Líquido-Líquido, Simulação numérica.

## ABSTRACT

ANDRADE, Tony Herbert Freire de, *Numerical Study of Heavy Oil Transport on Pipe Lubricated by Water*, Campina Grande: Pós-Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal de Campina Grande, 2008. Master of Science.

The high viscosity heavy oil transport is one of the main technological challenges for the oil industry. This fact is related with the high pressure drop due to the viscous effects of this type of oil. The aim of this work is a numerical study of the heavy oil transport using the parietal lubrication by water technique well known as core-annular flow, using computational code CFX 10<sup>®</sup>. The mathematical model considers the mixture model to describe (water-heavy oil) two-phase flow, considering a two dimensional, transient and isothermal flow. We consider laminar flow to oil and turbulent flow to water, and we have used the k-ε model. The governing equations were solved numerically by finite volume method, using the trilinear interpolation scheme for the convective terms. Results of the velocity, pressure and volume fraction distribution of the phases are presented and analyzed. Results show clearly a water stream close to the pipe wall and a water film that involves the oil core. It was verified the big reduction of pressure drop as compared to heavy oil flow alone in the pipe (around 59 times), with a viscosity water-heavy oil ratio ( $\mu_A/\mu_O = 7,408 \times 10^{-5}$ ) inside a 20,7 cm i.d. horizontal tube.

*Key-words:*

Heavy oil, Pressure drop, Core-annular flow, Liquid-liquid flow, Numerical simulation.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1.1:</b> óleo pesado, semelhante ao mel de abelha.....	3
<b>Figura 1.2:</b> Métodos de transporte de óleo pesado .....	5
<b>Figura 2.1:</b> Carta de diferentes padrões de escoamento água-óleo. ....	9
<b>Figura 2.2:</b> Diferentes padrões de escoamento óleo em água em tubulação horizontal. Da esquerda para direita e de cima para baixo a relação volumétrica de óleo em água aumenta....	9
<b>Figura 2.3:</b> Ângulo de contato entre óleo/água/ sólido .....	12
<b>Figura 2.4:</b> Posição radial do “core”; (a) posição concêntrica ao eixo do tubo e (b) posição excêntrica ao eixo do tubo .....	13
<b>Figura 2.5:</b> Incrustação de óleo pesado em uma curva.....	14
<b>Figura 2.6:</b> Fluxo de óleo e água em um escoamento anular perfeito.....	16
<b>Figura 2.7:</b> Esquemática de um escoamento anular perfeito (PCAF) na vertical .....	18
<b>Figura 2.8:</b> Esquema do escoamento anular com um núcleo sólido em forma de dente de serra .....	23
<b>Figura 3.1a:</b> Perspectiva do sólido em um plano rz do tubo .....	30
<b>Figura 3.1b:</b> Ampliação da seção de entrada de água .....	30
<b>Figura 3.2:</b> Representação fictícia do tubo para o escoamento óleo pesado e água.....	32
<b>Figura 3.3:</b> Construção do tubo em um domínio bidimensional .....	32
<b>Figura 3.4:</b> Representação da malha bidimensional da tubulação nas seções de entrada (a) e de saída (b).....	33

<b>Figura 3.5:</b> Representação da malha bidimensional da tubulação com detalhes na seção de entrada (a) e de saída (b).....	34
<b>Figura 4.1:</b> Representação do campo de velocidade axial do óleo pesado sobre o plano rz para $U_A = 0,8$ m/s $U_O = 0,4$ m/s e (Caso 8) em $t = 150$ s, com as respectivas ampliações destacado pela curva tracejada .....	38
<b>Figura 4.2:</b> Representação do campo de velocidade axial da água sobre o plano rz para $U_A = 0,8$ m/s e $U_O = 0,4$ m/s (Caso 8) $t = 150$ s, com as respectivas ampliações .....	38
<b>Figura 4.3:</b> Campo de fração volumétrica do óleo pesado sobre o plano rz em .....	39
<b>Figura 4.4:</b> Campo de pressão sobre o plano rz para $U_A = 0,8$ m/s $U_O = 0,4$ m/s e $t = 150$ s (Caso 8). .....	40
<b>Figura 4.5:</b> Variação da queda de pressão em função do aumento da velocidade de água $U_A$ em $t = 150$ s .....	41
<b>Figura 4.6:</b> Velocidade do óleo na seção do duto e quatro posições axiais para o caso 8.....	43
<b>Figura 4.7:</b> Fração volumétrica do óleo na seção do duto em quatro posições axiais .....	43
<b>Figura 4.8:</b> Representação das diferentes camadas de fluidos: película de água, camada de mistura e núcleo de óleo para o caso 8. ....	44
<b>Figura 4.9:</b> Campo de pressão do óleo na seção do duto em quatro posições axiais, para o caso 8 .....	45
<b>Figura 4.10:</b> Comparação da queda de pressão entre os fluxos monofásicos da água, do óleo e o escoamento anular (core-flow) de água e óleo .....	46
<b>Figura 4.11:</b> Representação da evolução do campo de fração volumétrica sobre o plano rz para diferentes tempos (Caso 8). .....	47
<b>Figura 4.12:</b> Perfis de velocidade do óleo na posição longitudinal igual a 1 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo .....	48

<b>Figura 4.13:</b> Perfis de velocidade do óleo na posição longitudinal igual a 10 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo .....	49
<b>Figura 4.14:</b> Distribuição da fração volumétrica do óleo na posição longitudinal igual a 1 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo.....	49
<b>Figura 4.15:</b> Distribuição da fração volumétrica do óleo na posição longitudinal igual a 10 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo.....	50
<b>Figura 4.16:</b> Distribuição da pressão na posição longitudinal igual a 1 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo .....	51
<b>Figura 4.17:</b> Distribuição da pressão na posição longitudinal igual a 10 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo .....	52
<b>Figura 4.18:</b> Comparação entre os perfis de velocidade numéricos e analíticos ( $U_O = 0,88$ e $0,4$ m/s) do óleo a 10 m da entrada do tubo (regime laminar).....	53
<b>Figura 4.19:</b> Comparação entre os perfis de velocidade numéricos e analíticos da água ( $U_A = 0,363$ e $0,8$ m/s) a 10 m da entrada do tubo (regime turbulento). .....	53

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1.1:</b> Reserva mundial de óleo e gás natural. ....	2
<b>Tabela 3.1:</b> Propriedades físico-químicas dos fluidos usados neste trabalho.....	31
<b>Tabela 3.2:</b> Condições gerais do problema e da solução numérica. ....	35
<b>Tabela 4.1:</b> Dados usados nas simulações. ....	37

## NOMENCLATURA

### *Letras Latinas*

$\vec{U}$	Vetor velocidade	[m/s]
$A_{\alpha\beta}$	Densidade de área interfacial	[-]
$C_1$	Constante do modelo $\kappa$ - $\varepsilon$	[-]
$C_2$	Constante do modelo $\kappa$ - $\varepsilon$	[-]
$C_D$	Coefficiente de arraste	[-]
$C_\mu$	Constante do modelo $\kappa$ - $\varepsilon$	[-]
$D_{\alpha\beta}$	Arraste total	[N]
$d_{\alpha\beta}$	Coefficiente de escala de comprimento de mistura.	[mm]
$f_A$	Fração volumétrica de água	[-]
$f_O$	Fração volumétrica de óleo	[-]
$g$	Aceleração da gravidade terrestre	[m/s <sup>2</sup> ]
$G_\alpha$	Geração de energia cinética turbulenta	[kg/m/s <sup>3</sup> ]
$M_\alpha$	Força de arraste interfacial	[N/m <sup>3</sup> ]
$P$	Pressão	[Pa]
$P_{est}$	Pressão estática	[Pa]
$Q$	Fluxo volumétrico	[m <sup>3</sup> /s]
$R$	Raio do tubo	[m]
$r$	Raio do núcleo de óleo	[m]
$S_{MS\alpha}$	Fonte de massa	[N/m <sup>3</sup> ]
$S_{M\alpha}$	Fonte de momento devido a força de corpo externa	[N]
$t$	Tempo	[s]
$U_A$	Velocidade da água	[m/s]

$U_O$	Velocidade do óleo	[m/s]
$U_r$	Velocidade radial	[m/s]
$U_z$	Velocidade axial	[m/s]
$U_\theta$	Velocidade tangencial	[m/s]

### *Letras Gregas*

$\theta$	Ângulo de inclinação da tubulação	[°]
$\sigma_\varepsilon$	Constante do modelo $\kappa$ - $\varepsilon$	[-]
$\sigma_\kappa$	Constante do modelo $\kappa$ - $\varepsilon$	[-]
$\rho$	Densidade	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\alpha\beta}$	Densidade da mistura	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\kappa_\alpha$	Energia cinética turbulenta	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$\alpha$ e $\beta$	Fases envolvidas	[-]
$\varepsilon_\alpha$	Taxa de dissipação	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\Gamma_{\alpha\beta}$	Taxa de fluxo mássico por unidade de volume	[kg/s/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosidade cinemática	[kg/m/s]
$\mu_{t\alpha}$	Viscosidade turbulenta	[kg/m/s]

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

No mundo, algumas áreas reuniram características excepcionais da natureza que permitiram o aparecimento do petróleo. O melhor exemplo disso é o Oriente Médio. Lá estão cerca de 65% das reservas mundiais de óleo e 36% das reservas de gás natural. Na Tabela 1.1 está ilustrado como estão distribuídas as reservas de óleo e gás no mundo.

No Brasil, cerca de 85% das reservas estão localizadas na bacia de Campos, no estado do Rio de Janeiro. As bacias sedimentares brasileiras estão classificadas em três formas:

- a) Interiores: são muito extensas e pouco espessas (profundas). Apresentam, hoje, baixa produção de petróleo. Exemplos: Solimões, Amazonas, Paraná e Parnaíba.
- b) “*Rift*”: são estreitas, alongadas, profundas e apresentam produção média de petróleo. Exemplos: Tucano, Recôncavo, Alagoas e Marajó.
- c) Marginais: são de extensão e profundidades variáveis. São grandes produtoras de petróleo. Exemplos: Campos, Santos, Sergipe e Espírito Santo.

**Tabela 1.1:** Reserva mundial de óleo e gás natural.

<b>RESERVAS DE ÓLEO</b>	<b>%</b>	<b>RESERVAS DE GÁS</b>	<b>%</b>
Arábia Saudita	25	Federação Russa	30,5
Iraque	10,7	Irã	14,8
Emirados Árabes Unidos	9,3	Qatar	9,2
Kuwait	9,2	Arábia Saudita	4,1
Irã	8,6	Emirados Árabes Unidos	3,9
Venezuela	7,4	Estados Unidos	3,3
Federação Russa	5,76	Argélia	2,9
Estados Unidos	2,9	Venezuela	2,7
Líbia	2,8	Nigéria	2,3
Nigéria	2,3	Iraque	2,0
China	1,7	Indonésia	1,7
Qatar	1,5	Austrália	1,6
México	1,2	Malásia	1,4
Noruega	1	Noruega	1,4
Argélia	0,9	Turcomenistão	1,3
Brasil	0,8	Kasaquistão	1,2
Total no Mundo:			
1,04 trilhões de barris		155,78 trilhões de m <sup>3</sup>	
Fonte: BPAMOCOALIVE Statistical Review of World Energy – 2003			

O petróleo que é extraído dos reservatórios, na terra ou no mar, é transportado através de oleodutos ou navios petroleiros até os terminais marítimos (porto especial para carga e descarga). Deste ponto, o petróleo é transportado até as refinarias, onde será processado e dará origem a gasolina, diesel, gás, óleo combustível, lubrificantes, asfalto, entre outros derivados. Dentre os diferentes tipos de óleos, destaca-se os óleos pesados e ultra-viscosos. O óleo pesado é caracterizado por possuir baixo grau API (Sigla de American Petroleum Institute) entre 10°e 20° e alta viscosidade entre 100 cP e 10000 cP.

Uma ilustração deste tipo de óleo pode ser observada na Figura 1.1. Além destas características os óleos pesados possuem uma alta razão carbono/hidrogênio, grandes quantidades de resíduo de carbono, asfaltenos, enxofre, nitrogênio, metais pesados, aromáticos e/ou parafinas (Olsen e Ramzel, 1992).



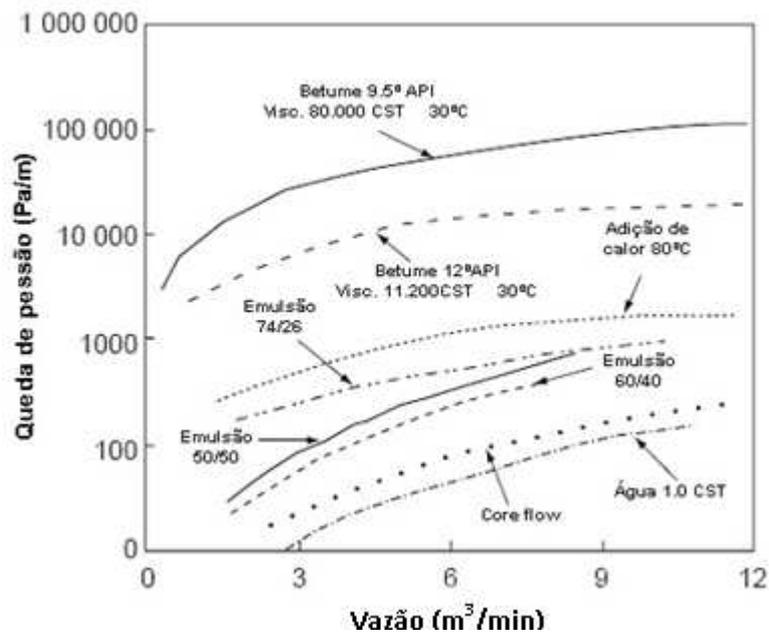
**Figura 1.1:** óleo pesado, semelhante ao mel de abelha (Fonte: SIAM News, 2006).

De acordo com o Programa Tecnológico de Óleos Pesados (Propes) do Centro de Pesquisas da Petrobrás Projeto de Expansão (CENPES), os volumes de óleo pesado e viscoso descobertos nos últimos anos nas bacias de Campos e Santos já ultrapassam 15 bilhões de barris. Além de sua 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 a uma menor produtividade do reservatório de óleos pesados, se comparado com a produção de óleos leves do tipo “*Brent*”. Todavia, o interesse na produção de óleos pesados e ultraviscosos têm aumentado nos últimos anos por causa da grande quantidade de reserva acessível. A estimativa da reserva mundial é difícil, mas a ordem de magnitude do volume total de óleo pesado é o mesmo do óleo convencional (Bensakhria *et al.*, 2004). Por outro lado, a produção deste tipo de óleo impõe uma série de desafios tecnológicos, especialmente no seu transporte. Segundo Bensakhria *et al.* (2004), uma solução para assegurar o transporte do hidrocarboneto é reduzir os efeitos da viscosidade, por meio da adição de calor, diluição do óleo pesado com um óleo mais leve e a formação de emulsões. Outro ponto a ser considerado é que as perdas de carga causadas no transporte destes óleos também dependerão da possibilidade da presença de sólidos suspensos no meio e da ocorrência de componentes corrosivos (Silva, 2003). Dentre as diferentes técnicas para o transporte de óleos pesados e ultraviscoso destaca-se a do escoamento anular ou “*Core-Annular Flow*”

(CAF), também conhecida como “*core-flow*”, caracterizada pela menor quantidade de energia necessária para bombear óleos pesados (Bannwart, 2001). Este método foi idealizado por “*Isaacs e Speed*” em 1904, referida na Patente Nº 759374 nos Estados Unidos, mencionando a habilidade para transportar produtos viscosos por meio da lubrificação com água. Todavia, apenas em 1970 foi construído um amplo oleoduto industrial para o transporte de óleos pesados pela companhia “*Shell*” próximo de Bakersfield na Califórnia com 38 km de comprimento e um diâmetro de 15 cm. Por mais de dez anos, um óleo cru e viscoso foi transportado a uma vazão de 24000 barris por dia (bbl/d) em um regime lubrificado com água (Bensakhria *et al.*, 2004).

Na Figura 1.2 está ilustrada a influência dos diferentes métodos de transporte de betume, (que é considerado um óleo pesado), sobre a queda de pressão em função da vazão. Ao observar esta figura é possível constatar a alta perda de carga (queda de pressão) quando o betume é transportado sem aplicação de alguma técnica de redução de atrito. Constata-se igualmente que quanto maior a viscosidade maior a perda de carga. Por outro lado, pode se perceber que quando o betume é submetido ao aquecimento, à diluição do betume com um óleo mais leve ou ao empregar a lubrificação da parede da tubulação com um fluido menos viscoso como, por exemplo, água, é possível reduzir consideravelmente a perda de carga durante o transporte do betume. Os resultados desta figura mostram que a queda de pressão ao se empregar esta técnica se aproxima da queda de pressão que se teria se estivesse escoando apenas água na tubulação.

A técnica do “*core-flow*” consiste basicamente em injetar pequenas quantidades de água a uma vazão inferior a do óleo fazendo com que o óleo pesado seja envolvido por uma camada de água e escoe no centro do tubo sem tocar a parede interna do tubo, estabelecendo, assim, um padrão anular. Uma desvantagem durante o uso desta técnica se dá quando o óleo entra em contato com a parede interna do oleoduto durante o transporte, pois isto pode causar um aumento exorbitante na pressão do sistema, podendo causar sérios danos a todo sistema de transporte, bem como sérios danos ambientais. Diante destes desafios, e, principalmente, devido a escassez de trabalhos disponíveis na literatura, está em ordem o estudo da técnica de lubrificação parietal ou “*Core-Annular Flow*” para transportar óleos pesados.



**Figura 1.2:** Métodos de transporte de óleo pesado. (Fonte: Bensakhria *et al.* 2004).

## 1.1 Objetivo

O presente trabalho visa estudar numericamente o transporte de óleos pesados em tubos lubrificados por água, usando a técnica “*Core-Annular Flow*”.

## 1.2 Objetivos específicos

- a) Apresentar uma modelagem matemática para escoamento bifásico água-óleo pesado e ultraviscoso usando a técnica de “*Core-Anullar Flow*” (CAF), no sentido de prover e antecipar soluções tecnológicas que contribuam para a viabilização da produção de óleos pesados.
- b) Analisar a influência da velocidade das fases água e óleo no comportamento do escoamento anular.
- c) Avaliar a estabilidade do escoamento anular de acordo com o comprimento do tubo.
- d) Simular a distribuição de velocidade, pressão e fração volumétricas das fases.
- e) Avaliar numericamente a redução das perdas por atrito em dutos com ou sem a lubrificação parietal.

- f) Comparar os resultados obtidos numericamente com resultados disponíveis na literatura.

Os tópicos do trabalho estão organizados pela seguinte estrutura;

No Capítulo II apesentou-se uma revisão bibliográfica dos trabalhos realizados envolvendo o transporte de óleos pesados;

No Capítulo III é apresentada a descrição do problema e da modelagem matemática usada para estudar o transporte anular de óleos pesados e ultraviscoso via lubrificação parietal com água;

No Capítulo IV é feita uma discussão dos resultados preliminares obtidos através das simulações realizadas;

No Capítulo V apresenta-se a conclusão do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

## **CAPÍTULO II**

### **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

#### **2.1 Escoamento Multifásico**

Diante do exposto não se poderia deixar de comentar um pouco a respeito do escoamento multifásico, destacando principalmente o escoamento líquido-líquido. O escoamento multifásico está presente em vários processos industriais, como por exemplo; na indústria de alimentos, química, processamento de materiais, petrolífera, entre outras. Na produção de petróleo não se faz uma distinção rigorosa do conceito de fase e componente; assim, quando da ocorrência de uma mistura de óleo (fase líquida), gás (fase gasosa) e água (fase líquida) diz-se estar frente a uma mistura multifásica, apesar de que, na realidade, se tem uma mistura bifásica de multicomponentes.

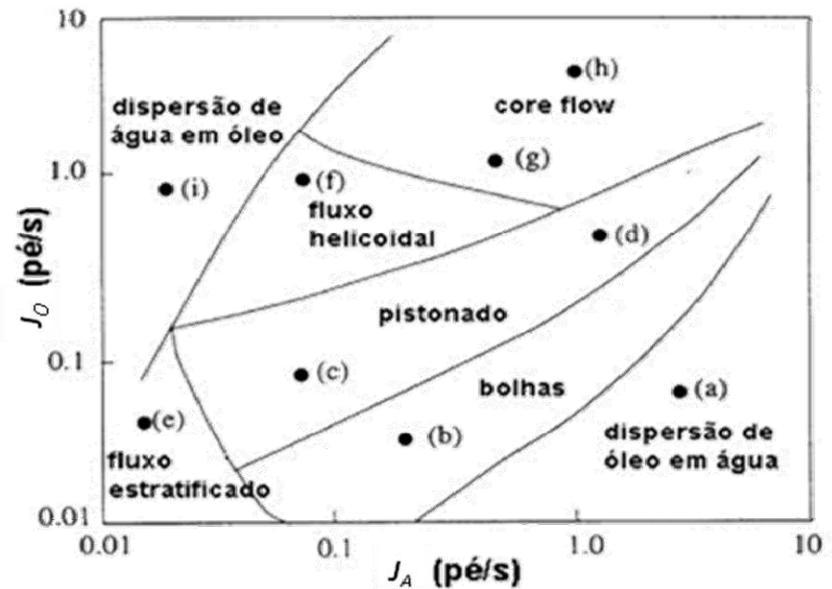
Num cenário cada vez mais competitivo, a indústria do petróleo evoluiu rapidamente, criando a necessidade de desenvolver técnicas que permitam a especificação e projeto de sistemas de produção que sejam capazes de movimentar misturas multifásica. Tais escoamentos ocorrem desde os reservatórios até as instalações de superfície, passando pelos poços de produção (Muniz, 2005). São amplamente conhecidas na literatura as diferentes configurações geométricas adotadas por um sistema líquido-gás escoando no interior de um duto. Entretanto, em se tratando de um sistema líquido-líquido óleo e água ou sistemas trifásicos (óleo, água e gás), as

configurações adotadas, dependendo das vazões de cada fase, não são bem determinadas.

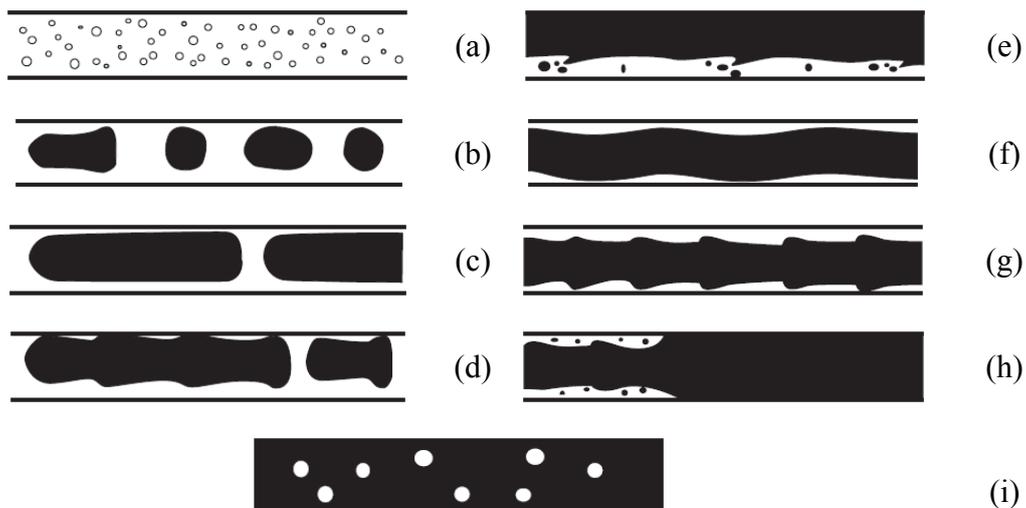
Embora os padrões de escoamento, perda de carga, distribuição de fração volumétrica e outros parâmetros de escoamento sejam amplamente conhecidos para sistemas líquido-gás escoando em dutos, os sistemas líquido-líquido tem recebido pouca atenção. Isto porque em muitos casos, os estudos fenomenológicos realizados em sistemas líquido-gás podem ser estendidos para escoamentos de líquidos imiscíveis, porém cuidados devem ser tomados (Paladino, 2005). Diferentes padrões escoamentos podem ocorrer quando óleo e água estão fluindo para diferentes quantidades relativas das duas fases. Os padrões de fluxo dependem intensamente das propriedades dos fluidos, tais como: Densidade, tensão superficial e da tensão de cisalhamento no fluxo, ou seja, a perda de carga devido ao atrito. Velocidades de injeção são igualmente importantes para a determinação do padrão de escoamento (Bensakhria *et al.*, 2004).

Para uma injeção fixa de água no escoamento, as Figura 2.1 e 2.2 representam diferentes configurações obtidas ao variar a quantidade de óleo em água. Dispersão de pequenas gotas de óleo é encontrada em água. Se a taxa de óleo for aumentada, as gotas de óleo crescem em tamanho e se tornam a uma ordem de magnitude comparável ao tamanho do raio do tubo. A formação de grandes bolhas de óleo surge na fase água. Com o aumento da taxa de óleo no sistema, as bolhas de óleo podem se fundir, com isso a fase óleo se torna contínua ao longo do tubo. São observados também fluxo estratificado e o regime de “*Core-Annular Flow*” (CAF) nessas condições. Quando a fração de óleo aproxima-se de um, se torna uma fase óleo contínua com pequenas gotas de água, (Joseph e Renard, 1993, citado por Bensakhria *et al.* 2004).

Os padrões de escoamento de sistemas óleo-água em dutos é diferente da mistura de líquido-gás, principalmente devido a maior capacidade de transferência de quantidade de movimento interfacial e menores efeitos de empuxo gravitacional, dado pela diferença de densidade entre as fases, que é menor nestes sistemas.



**Figura 2.1:** Carta de diferentes padrões de escoamento água-óleo. (Fonte: Joseph et al. 1997)



**Figura 2.2:** Diferentes padrões de escoamento óleo em água em tubulação horizontal. Da esquerda para direita de cima para baixo a relação volumétrica de óleo em água aumenta. (Fonte: Joseph *et al.* 1997).

Os padrões de escoamento de sistemas óleo-água são classificados em dois grandes grupos, dependendo de qual fluido constitui a fase contínua, aparecendo assim os padrões baseados em óleo (“oil based”) e os baseados em água (“water based”), onde as fases contínuas são o óleo e a água, respectivamente (Paladino, 2005).

Brauner e Ullmann (2004) descrevem o “ponto de inversão” como sendo o ponto em que a fase contínua passa de óleo para água ou vice-versa. Este ponto de inversão é função de parâmetros como velocidade, fração volumétrica das fases e propriedades dos fluidos como viscosidade e tensão superficial, e é de fundamental importância na avaliação da perda de carga, seja em dutos de seção constante ou restrições, já que a queda de pressão devida à viscosidade, em um e outro caso, pode ter diferenças de até mil vezes quando se trata de óleos pesados.

## 2.2 Características do “Core-Annular Flow”

O interesse na produção de óleo pesado empregando a técnica “*Core-Annular Flow*” (CAF) vem aumentando nos últimos anos em consequência da grande quantidade de reserva de óleo pesado acessível. Vale, igualmente, salientar que esta técnica vem trazendo resultados atraentes no que diz respeito ao consumo de energia. Este fato se deve a redução da perda de carga durante o escoamento água/óleo tipo “core annular” quando comparada com aquela que se tem ao transportar apenas o óleo.

A técnica do “*Core-Annular Flow*” não modifica a viscosidade do óleo, mas transforma o padrão de escoamento, e reduz o atrito no transporte de produtos muito viscosos, como por exemplo, óleos pesados. Este padrão de escoamento é caracterizado por um filme de água que se forma rente ou adjacente a parede interna da tubulação, funcionando como um lubrificante. O óleo, por sua vez, escoar no centro do tubo causando uma redução na perda de carga longitudinal (Bensakhria *et al.*, 2004). Tem-se observado na literatura trabalhos relacionados com a utilização desta técnica no sentido de aperfeiçoar o transporte de óleos pesados usando água como lubrificante, (Oliemas *et al.* 1987; Bai, 1995; Joseph *et al.*, 1997; Prada e Bannwart, 2000; Bannwart, 2001; Bensakhria *et al.*, 2004; Ko *et al.*, 2002; Ooms e Poesio, 2003). Prada e Bannwart, 2000 observaram que a perda de pressão por atrito no escoamento lubrificado é de 750 a 2000 vezes menor que para o fluxo de óleo apenas no mesmo tubo.

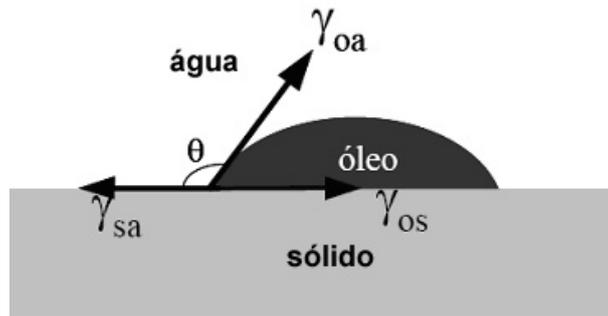
Bannwart (2001) propôs uma teoria para a estabilização do padrão anular quando dois líquidos de densidades e viscosidades diferentes escoam em um tubo horizontal. A teoria baseia-se na análise da equação de momento linear numa seção transversal do duto levando em consideração o efeito da tensão interfacial. Esta teoria possibilitou

realizar uma analogia interessante entre o fluxo periférico e o fluxo contornando uma bolha ascendente observados posteriormente por Marinho (2008) e Lima (2008). Bannwart (2001) sugere que as forças viscosas e inerciais no escoamento anular podem ser combinadas dentro de uma única força de arraste analogamente a que é observado no escoamento com bolhas.

Ooms e Poesio (2003) analisaram o escoamento anular em regime estacionário em um tubo horizontal e propuseram um modelo teórico baseado na teoria de lubrificação hidrodinâmica. De acordo com este modelo, foi observado um movimento harmônico no escoamento anular, ou seja, o fluido mais viscoso (óleo) se movimentou de forma ondulada no centro do tubo horizontal; tal comportamento é conhecido por fluxo “*Wavy Core- Annular Flow*” (WCAF).

Bannwart (1998) investigou o comportamento do escoamento anular na horizontal modificando a superfície interna da tubulação e propôs duas correlações: a primeira é usada para calcular o gradiente de pressão usando a técnica “*core-flow*” em um tubo horizontal com uma superfície interna oleofóbica; a segunda é usada para calcular o gradiente de pressão usando a técnica “*core-flow*” em um tubo horizontal com uma superfície interna oleofílica. A diferença entre uma superfície oleofóbica e uma superfície oleofílica está relacionada com o ângulo de contato entre o óleo e a superfície interna do tubo. Portanto, diz-se que uma superfície é oleofóbica quando o ângulo de contato reduz com a diminuição da rugosidade da superfície interna do oleoduto, facilitando, assim, o deslizamento do óleo ao longo da tubulação (Silva *et al.*, 2006). A variação na molhabilidade está frequentemente relacionada pela presença ou ausência de um filme de água entre o óleo e a superfície sólida. A presença de um fino filme aquoso previne o contato entre o óleo cru e a superfície interna da tubulação, restringindo o fenômeno de inversão da molhabilidade citado por (Silva, 2003).

A molhabilidade de superfícies, nos estudos relatados na literatura, foi descrita através de medidas de ângulo de contato conforme mostra a Figura 2.3.



**Figura 2.3:** Ângulo de contato entre óleo/água/ sólido. (Fonte: Silva *et al.*, 2006).

O escoamento anular perfeito (PCAF – perfect Core-annular flow) parece ser muito raro e só pode existir para fluidos de densidades iguais. Várias observações experimentais têm mostrado que ondas são formadas na interface água/óleo conduzindo a WCAF. O regime de escoamento WCAF é observado em situação real (Bai *et al.*, 1991).

Bai *et al.* (1991) apresentaram resultados experimentais em tubos verticais lubrificado por água com fluxos ascendente e descendente. De acordo com estes autores no fluxo ascendente o óleo tende a se manter flutuando de forma concêntrica ao eixo do tubo devido ao centro de gravidade. No fluxo descendente, o gradiente de pressão e o empuxo têm a mesma direção, ondas se desenvolvem e as forças de lubrificação juntamente com a força de empuxo tendem a estender as ondas.

Bensakhria *et al.* (2004) avaliaram a posição radial do escoamento anular e mostraram que esta posição depende unicamente da razão do perímetro de contato ( $S$ ) entre a parede do tubo e o fluido que forma o “core” (óleo) e do perímetro do tubo ( $S_0$ ), ou seja,  $\xi = S/S_0$ . Esta razão por sua vez depende da diferença de densidade entre os fluidos a ser transportado e o de lubrificação, bem como da quantidade de água injetada, como pode ser observado na Figura 2.4.

Em um escoamento anular horizontal com diferença de densidade entre os fluidos, o núcleo de óleo tende à ocupar uma posição excêntrica ao eixo tubo e a presença de ondas na interface entre o óleo e a água induz a movimento secundário perpendicular ao eixo de tubo. Poesio (2003) relata que este movimento secundário não é considerado em um escoamento anular concêntrico.

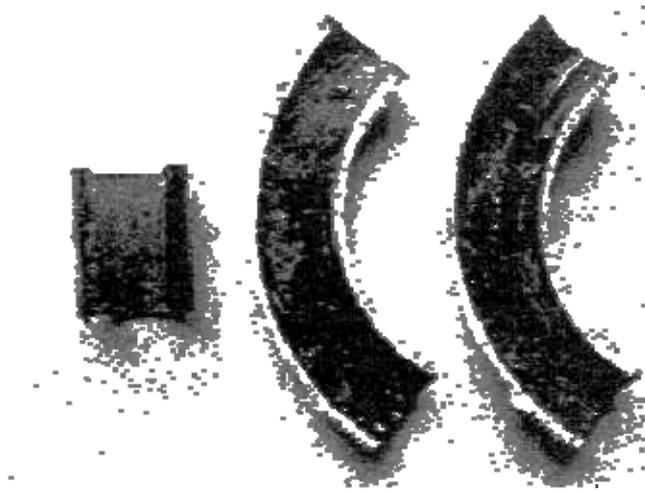


**Figura 2.4:** Posição radial do “core”; (a) posição concêntrica ao eixo do tubo e (b) posição excêntrica ao eixo do tubo. (Fonte: Bensakhria *et al.* 2004).

Ko *et al.* (2002) usaram o método dos elementos finitos para simulação de ondas turbulentas no padrão “Core-Annular Flow” via o modelo de turbulência  $\kappa$ - $\omega$ . Eles estudaram o comportamento das ondas quanto ao comprimento, gradiente de pressão, distribuição de pressão na interface água/óleo e o formato das ondas variando com o número de Reynolds e a razão volumétrica entre óleo e água. Segundo Preziosi *et al.* (1989) as perturbações do “Core-Annular Flow” são estáveis quando o comprimento das ondas for infinitamente pequeno com um número de Reynolds tendendo a zero e quando a relação entre o raio do tubo e o raio da interface não exceder um valor crítico que depende da relação de viscosidade.

Para representar corretamente os dados da queda de pressão, é necessário modelar os efeitos do WCAF, como turbulência e flutuabilidade. O termo de empuxo favorece o escoamento do óleo, mas este é afetado por uma interface ondulada no escoamento bifásico água / óleo (Prada e Bannwart, 2000).

Silva (2003), ao estudar a alteração da molhabilidade de superfícies internas de tubulações utilizadas no transporte de óleos pesados empregando a técnica “Core-Annular Flow”, sugere que a tubulação poderia ser internamente revestida por aço esmaltado, polímero oxidado ou apenas ser feita com aço comercial oxidado, acreditando-se que a última opção seja a mais favorável por fatores práticos e econômicos e reduziria os problemas de aderência. A Figura 2.5 mostra um exemplo da aderência de óleo pesado na superfície interna na seção de um tubo.



**Figura 2.5:** Incrustação de óleo pesado em uma curva. (Fonte: Barbosa, 2004).

Uma das perguntas centrais com relação ao “*Core-Annular Flow*” em um tubo horizontal é: de que maneira a força de empuxo no núcleo de óleo, resultado de qualquer diferença de densidade entre óleo e água, será contrabalanceada? Diante disto, um modelo teórico foi desenvolvido por Ooms *et al.* (1984) que dá uma possível resposta para esta pergunta. Nesse modelo foi assumido que a viscosidade do óleo é tão alta que qualquer variação na forma da interface de óleo-água com tempo, pode ser negligenciada. Desta maneira, foi assumido que o núcleo de óleo é um sólido e assim a interface passou a ser uma interface de sólido/líquido. De acordo com este modelo, um movimento ondulado do núcleo de óleo induz a variações de pressão no filme formado por água, o qual pode exercer uma força no núcleo no sentido vertical. Esta força pode ser tão grande que contrabalanceia a força de empuxo no núcleo formado por óleo, permitindo um escoamento anular estável.

Ooms *et al.* (2007) investigaram teoricamente o contrabalanceamento hidrodinâmico de uma força de empuxo do núcleo de óleo escoando na tubulação, levando em consideração a diferença de densidade entre os dois fluidos. Durante o estudo foi assumido que o fluido que forma o “core” consiste em um sólido envolvido por uma camada de um fluido de alta viscosidade. A teoria de lubrificação hidrodinâmica usada leva em conta o escoamento de uma camada anular de um líquido de baixa viscosidade e no centro uma camada líquida de alta viscosidade, com isto, o desenvolvimento de ondas interfaciais entre os fluidos foi calculado. Os autores impuseram a forma ondulada da interface, mas não encontraram a forma das ondas.

## 2.3 Sub-Padrões do “Core-Annular Flow”

Na literatura é possível encontrar estudos teóricos e experimentais que retratam o comportamento de sub-padrões do “*Core-Annular Flow*”, conhecidos como “*perfect core annular flow*” (PCAF) e “*wave core-annular flow*” (WCAF). Nesta seção é apresentada uma revisão referente a estes dois tipos de escoamento anular (PCAF e WCAF) visando uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos nestes tipos de escoamentos.

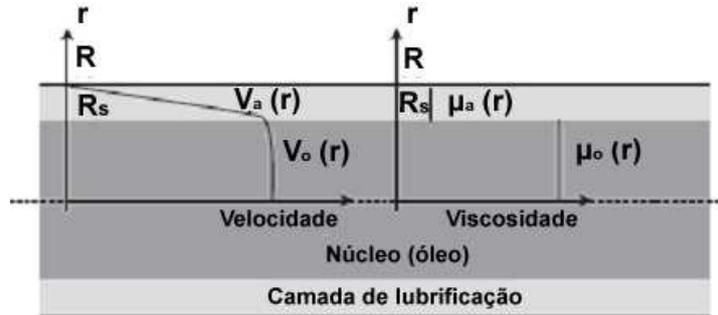
### 2.3.1 Escoamento anular perfeito (PCAF)

O escoamento anular ideal ou perfeito (“*perfect core annular flow*”, PCAF) corresponde a uma solução exata do estudo do escoamento concêntrico de fluidos com densidade e viscosidade diferentes em um tubo de seção transversal circular. PCAF é um fluxo retilíneo com uma componente de velocidade que só varia com a coordenada radial. Os dois fluidos são organizados assimetricamente, tendo um fluido no centro ou núcleo e o outro adjacente a parede do tubo formando um anel. No PCAF o núcleo de óleo tem uma interface cilíndrica perfeita de raio uniforme. No entanto, o efeito da gravidade tende a desordenar o escoamento em tubos horizontais e neste caso o PCAF não pode acontecer, a menos que a gravidade seja anulada. Já em tubos verticais o mesmo não acontece, pois a gravidade é concêntrica para os dois fluidos (Bai *et al.*, 1991).

O escoamento PCAF de dois fluidos com densidades aproximadas escoando tanto em tubos horizontais como em tubos verticais é possível, mas são raramente estáveis (Preziosi *et al.*, 1989, Bai *et al.*, 1991).

De acordo com Bensakhria *et al.* (2004) o escoamento anular ideal ou perfeito (Figura 2.6) parece ser muito raro e só pode existir para o fluxo de dois fluidos de densidades iguais. Bai *et al.* (1991) fizeram várias observações experimentais mostrando que ondas são formadas na interface entre água e óleo, conduzindo a um comportamento ondulado “*Wavy Core-Annular Flow*” (WCAF). Bensakhria *et al.* (2004) relatam que para uma razão volumétrica fixa entre água e óleo, o escoamento anular não é estável à baixa velocidade. A instabilidade capilar devido à tensão interfacial torna-se visível, causando uma perturbação no núcleo de óleo. Contudo, com o aumento da velocidade, a estabilidade é alcançada e o padrão de escoamento pode ser

então observado. Estes autores também mencionam que para velocidades ainda maiores, o PCAF se torna novamente instável devido à tensão interfacial, então ondulações surgem no fluxo, conduzindo a um escoamento anular ondulado.



**Figura 2.6:** Fluxo de óleo e água em um escoamento anular perfeito.  
(Fonte: Bensakhria *et al.* 2004).

A variação da queda de pressão no escoamento de óleo pesado com e sem lubrificação foi medida por Bensakhria *et al.* (2004) para efeito de uma análise do comportamento e da eficiência do processo de lubrificação. Eles assumiram que para o escoamento anular perfeito ilustrado na Figura 2.6 a queda de pressão pode ser determinada usando a seguinte equação:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{Q}{\frac{\pi}{8} \left[ \frac{R^4}{\mu_w} + R_s^4 \left( \frac{1}{\mu_o} - \frac{1}{\mu_w} \right) \right]} \quad (2.1)$$

onde  $\Delta P/L$  é a queda de pressão medida no escoamento anular perfeito PCAF por unidade de comprimento do tubo (Pa/m);  $Q$  é vazão da mistura ( $m^3/s$ );  $R$  é o raio do tubo (m);  $R_s$  é o raio do núcleo de óleo (m);  $\mu_w$  é a viscosidade dinâmica da água (Pa.s);  $\mu_o$  é a viscosidade dinâmica óleo (Pa.s).

No caso do óleo pesado, a razão de viscosidade entre os dois fluidos é muito alta. A viscosidade de óleo cerca de 1000 vezes maior do que a viscosidade da água. Então, a Equação (2.1) pode escrita como sendo:

$$\frac{\Delta P}{L} = \mu_w \frac{Q}{\frac{\pi}{8} [R^4 - R_s^4]} \quad (2.2)$$

O valor de  $R_s$  pode ser facilmente obtido a partir da razão entre o raio do tubo ( $R$ ) e as taxas de fluxos da água e do óleo ( $Q_w/Q_o$ ), ou seja:

$$R_s = \frac{R}{\sqrt{1 + 2 \frac{Q_w}{Q_o}}} \quad (2.3)$$

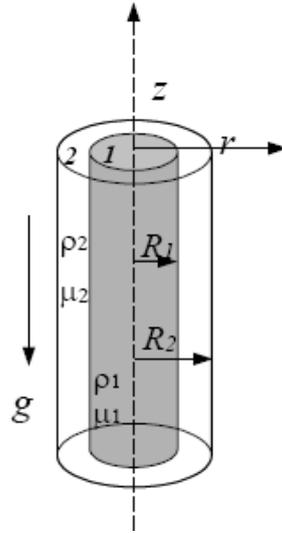
Prada e Bannwart (2000) também estudaram uma solução simplificada para o escoamento anular perfeito, onde dois fluidos Newtonianos imiscíveis (óleo e água) escoam em um tubo vertical de raio interno  $R_2$  em uma configuração concêntrica com uma interface circular lisa com  $r = R_1$ , como mostrado na Figura 2.7. De acordo com Prada e Bannwart (2000), o “*core-flow*” “*lift*” é uma nova alternativa para produção de óleos pesados. Isto porque aumenta-se significativamente a produtividade destes óleos, diminuindo-se as perdas de pressão devido ao atrito sem a adição de calor, sem o uso de agentes químicos ou qualquer diluente. Portanto, esta tecnologia de elevação artificial poderia ser aplicada em campos “*onshore*” ou “*offshore*”, poços horizontais ou verticais, e sua instalação no campo seria relativamente simples.

Arney *et al.* (1993) relata que a queda de pressão devido ao atrito ( $\Delta P_f$ ) pode ser definida como sendo a queda de pressão total menos os efeitos gravitacionais da mistura definida por:

$$\Delta P_f = \frac{128\mu_2 Q}{\pi D^4 (1 - \alpha^2 (1 - m))} - \frac{(\rho_2 - \rho_1) g (1 - \alpha) \alpha [1 - \alpha (1 - m)]}{[1 - \alpha^2 (1 - m)]} \quad (2.4)$$

onde  $\alpha$  é a razão entre o raio ocupado pelo óleo e o raio do tubo, ou seja,  $\alpha = (R_1/R_2)^2$ ;  $m = (\mu_2/\mu_1)$  é a razão da viscosidade dinâmica,  $Q$  é a vazão da mistura,  $D$  é o diâmetro interno do tubo,  $g$  é a gravidade,  $\rho_2$  e  $\rho_1$  são as densidade da água e do óleo respectivamente. Considerando que a razão  $m$  é um valor muito pequeno devido a alta viscosidade do óleo, então a Equação 2.4 pode ser escrita como sendo:

$$\Delta P_f = \frac{128\mu_2 Q}{\pi D^4 (1 - \alpha^2)} - \frac{(\rho_2 - \rho_1) g (1 - \alpha) \alpha}{(1 + \alpha)} \quad (2.5)$$



**Figura 2.7:** Esquemática de um escoamento anular perfeito (PCAF) na vertical.  
(Fonte: Prada e Bannwart, 2000).

Encontra-se no trabalho de Prada e Bannwart (2000) o desenvolvimento das equações (2.4) e (2.5). Estes autores verificaram que os resultados obtidos com o modelo de escoamento anular perfeito foram bastante diferentes dos dados experimentais. Este fato foi atribuído basicamente a duas razões: a) a presença de ondas na interface observada nas experiências, e b) o fluxo do anel (água) é normalmente turbulento. Então, Prada e Bannwart (1998) e Prada e Bannwart (2000) modificaram o modelo proposto por Arney et. al. (1993), Equação 2.4, a partir da decomposição do gradiente de pressão ( $\Delta P_f$ ) em duas partes: uma irreversível devido ao atrito ( $\Delta P_{f,h}$ ) e a outra em consequência do termo de empuxo ( $\Delta P_b$ ), como segue:

$$\Delta P_f = \Delta P_{f,h} - \Delta P_b \quad (2.6)$$

com,

$$\Delta P_b = (\rho_2 - \rho_1) g f(\hat{\alpha}, m) \quad (2.7)$$

$$P_{f,h} = a \left( \frac{\rho_m J D}{\mu_m} \right)^{-b} \frac{\rho_m J^2}{2D} \quad (2.8)$$

onde,  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  e  $\rho_m$  são as densidades do óleo, da água e da mistura, respectivamente,  $J$  é a velocidade superficial da mistura,  $\mu_m$  a viscosidade da mistura,  $D$  o diâmetro do tubo,  $a$  e  $b$  são constantes empíricas adimensionais e  $f(\hat{\alpha}, m)$  uma função definida por:

$$f(\hat{\alpha}, m) \cong \frac{(\rho_2 - \rho_1)g(1 - \hat{\alpha})\hat{\alpha}}{(1 + \hat{\alpha})} \quad (2.9)$$

Este modelo foi então confrontado com os resultados experimentais e concluiu-se que para representar os dados da queda pressão devido ao atrito corretamente é necessário levar em consideração os efeitos das ondas no núcleo de óleo, a turbulência e o empuxo. Os resultados obtidos indicam que o empuxo favorece o fluxo de um óleo mais leve e é afetado pela interface ondulada e o regime turbulento de escoamento de água.

Huang *et al.* (1994) realizaram um estudo utilizando um modelo laminar para o óleo e o modelo de turbulência  $\kappa$ - $\varepsilon$  para a água no escoamento anular para avaliar o efeito da excentricidade. De acordo com esses autores, se as densidades do óleo e da água são diferentes, um escoamento anular perfeito não pode ser possível por conta do efeito da gravidade. Neste modelo foi desprezada a força “*Lift*”, mas a excentricidade foi considerada.

De acordo com Oliemans *et al.* (1987), a observação da turbulência é de fundamental importância para o modelo teórico no estudo do “*core-flow*” em tubos horizontais. Um estudo foi iniciado visando estender o modelo de “*core-flow*” baseado na teoria de lubrificação hidrodinâmica (Ooms *et al.*, 1984) para um modelo no qual a turbulência no filme de água é levada em consideração. A aproximação considerada por Oliemans *et al.* (1987) foi uma generalização das equações de fluxo para o filme de água baseada na teoria de lubrificação turbulenta. Com a mudança dos parâmetros de escoamento, como por exemplo, a velocidade, alguns tipos de fluxo perdem estabilidade e outros ganham. A análise de estabilidade é em geral uma tarefa difícil e a maioria dos estudos é limitada ao escoamento anular perfeito. O escoamento anular perfeito só é possível em tubos horizontais quando os dois fluidos tiverem a mesma densidade, ou em condições especiais em tubos verticais (Joseph *et al.*, 2003).

Análise da estabilidade do escoamento anular perfeito mostra que este fluxo só é estável para um conjunto muito pequeno de condições que tipicamente não acontecem nas aplicações reais, mas que é de interesse para a lubrificação de oleodutos. Os outros fluxos mais robustos, como o escoamento anular ondulado completamente lubrificado e utilizado na indústria petrolífera são muito diferente do escoamento anular perfeito. Isto não está claro a priori, de maneira que o estudo e o entendimento da estabilidade do escoamento anular perfeito são bastante úteis, contribuindo para a previsão e possivelmente o controle dos diferentes padrões de escoamento que surgem nas aplicações (Bai *et al.*, 1991).

### **2.3.2 Escoamento anular ondulado (WCAF)**

Alguns estudos publicados tratam de uma estrutura interfacial ondulada observada no padrão de “*Core-Annular Flow*”. Na literatura, dados sobre as propriedades geométricas de tais ondas são bastante escassos. O problema da estabilidade hidrodinâmica é a determinação das condições (velocidades, propriedades dos fluidos, fração de água) para as quais uma configuração estável do escoamento anular possa ser mantida. De acordo com Bai *et. al.* (1991) e Vara (2001), dois fatores para a instabilidade da interface água/óleo devem ser considerados:

- a) Instabilidade tipo Rayleigh-Taylor, a qual é devido ao efeito combinado da tensão interfacial e/ou gradientes de densidade desfavoráveis nos fluidos.
- b) Instabilidade tipo Kelvin-Helmholtz, decorrente do desequilíbrio das velocidades interfaciais dos fluidos; manifesta-se por uma ondulação na interface dos fluidos.

Um fator que tem grande influência na estabilidade do escoamento anular é a tensão interfacial. Ela modela a curvatura na interface óleo-água e isso ajuda na compreensão da configuração do padrão “*Core-Annular Flow*”. Bannwart (1998) relata que, no campo hidrostático com o escoamento completamente desenvolvido, uma condição de equilíbrio pode ser estabelecida entre a tensão superficial e o empuxo. Segundo esse autor, para números de Eötvos pequenos a curvatura é circular e com o aumento do número de Eötvos o raio de curvatura torna-se progressivamente maior no topo, quando o fluido central é mais leve do que o fluido que forma o anel.

Dois modelos tentam explicar a ação das forças hidrodinâmicas causadas pelas ondulações: modelo de lubrificação, desenvolvido pela *Shell Oil Co.*, nos anos 80 na Holanda, juntamente com a *Delf University of Technology*, liderado por G. Ooms e R. V. A. Oliemans; e o modelo de levitação (*Lift*) hidrodinâmica, desenvolvido na Universidade de Minnesota, dirigido por Daniel D. Joseph (Vara, 2001).

O modelo de lubrificação propõe que o movimento ondulado do núcleo de óleo com respeito à parede da tubulação gera um gradiente de pressão na região anular exercendo forças na direção vertical, contrabalançando as forças de empuxo sobre o núcleo devido à diferença de densidade. Sendo assim, a presença das ondas é de fundamental importância na lubrificação do núcleo. Se a amplitude destas ondas for nula, o núcleo alcança a parte superior do duto, ou seja, a parede da tubulação (Ooms *et al.*, 1984). A teoria de lubrificação é válida quando a inércia é desprezada (Teoria de Lubrificação de Reynolds), quando a amplitude da onda é pequena e a velocidade radial é desprezada (Bai, 1995).

O modelo de levitação ou sustentação (*Lift*) explica que os mecanismos inerciais, os mesmos que regem a levitação de um aerofólio, são igualmente responsáveis pela estrutura do escoamento anular, onde a alta velocidade relativa faz com que o núcleo de óleo flutue no anel formado pelo fluido menos denso, que neste caso é a água; este conceito foi desenvolvido por D. D. Joseph e seu grupo na Universidade de Minnesota (Vara, 2001).

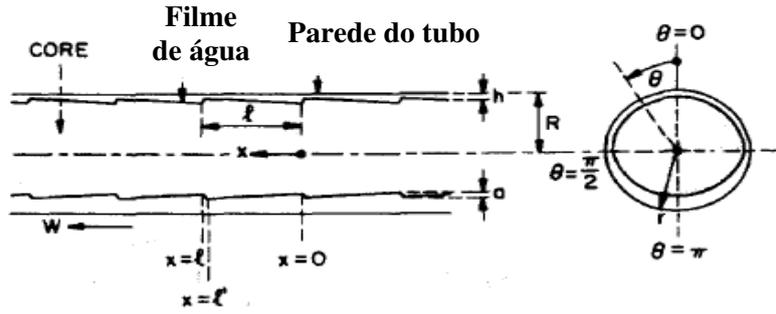
Para valores altos do número Reynolds, observa-se uma diferença de pressão mais elevada nos pontos de estagnação e movimentos secundários na crista da onda. Uma maior tensão interfacial induz a um comprimento de onda mais longo, uma mudança na distribuição de pressão, um maior volume de óleo, e, conseqüentemente, uma fricção maior entre a onda de óleo formada e a parede de tubo. Quando o número de Reynolds aumenta e a diferença de pressão é muito grande, a tensão interfacial pode desequilibrar a pressão. O comprimento de ondas diminuirá, aumentando assim a curvatura da interface para manter a força de equilíbrio (Bai, 1995).

Rodriguez e Bannwart (2006a) realizaram um estudo experimental sobre a água-óleo interface em um escoamento anular vertical, onde foi avaliada a amplitude das ondas, o comprimento, a velocidade e o perfil das ondas. Segundo os autores, a amplitude da onda diminui de forma abrupta até certa razão de injeção de óleo e água. Porém, assim que o óleo tende a preencher todo o volume do tubo, a diminuição da

amplitude se torna muito mais lenta; esta diminuição da amplitude é dividida principalmente ao aumento do raio mínimo da onda. Sendo assim, há uma função linear clara entre o raio da onda e o seu comprimento.

Rodriguez e Bannwart (2006b) realizaram um estudo analítico da interface das ondas em um escoamento anular vertical visando avaliar a amplitude, o comprimento, a velocidade e o perfil das ondas. Segundo os autores a amplitude da onda diminui de forma abrupta até uma razão entre a velocidade superficial óleo e água ( $J_1/J_2$ ) aproximadamente igual a cinco. Portanto, o óleo tende a preencher todo o volume do tubo, induzindo uma diminuição de amplitude decorrente do aumento do raio mínimo da onda. Eles propuseram um modelo analítico para a interface das ondas que proporcionou a obtenção do comportamento de ondas semelhantes as observadas experimentalmente. O modelo interfacial obtido corresponde às soluções periódicas, compatível com a “onda de bambu” observada nas experiências de Bai (1995), Joseph *et al.* (1997) e de Rodriguez e Bannwart (2006). Uma simples metodologia analítica para a predição da geometria da onda que só depende da geometria do tubo, das propriedades físicas e da vazão dos fluidos foi proposta por Rodriguez e Bannwart (2006b). A solução também oferece uma aproximação analítica apropriada para calcular a espessura do anel de água formado neste padrão de fluxo, ou seja, no “*Core-Annular Flow*”. Esses autores obtiveram uma espessura mínima de aproximadamente 10% do raio do tubo.

Ooms *et al.* (1984) desenvolveram um modelo teórico para o escoamento anular com um núcleo de óleo muito viscoso e um anel formado por água em um tubo horizontal. Neste modelo, foi assumido que a viscosidade de óleo é tão alta que qualquer movimento na direção radial do núcleo de óleo pôde ser negligenciado e, conseqüentemente, sem nenhuma variação do perfil da interface de óleo-água com tempo. Sendo assim, foi assumido no modelo que o núcleo é um sólido formando com água uma interface sólido/líquido. Segundo esses autores, a razão para esta suposição é que ela simplifica consideravelmente o problema. Um esquema das ondas pode ser observado na Figura 2.8.



**Figura 2.8:** Esquema do escoamento anular com um núcleo sólido em forma de dente de serra. (Fonte: Ooms *et al.*, 1984).

O modelo desenvolvido é baseado na teoria da lubrificação hidrodinâmica.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{R^2} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) = 6\mu W \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2.10)$$

Nesta,  $h$  corresponde espessura do filme de água,  $R$  é o raio do tubo,  $\mu$  é viscosidade da água,  $W$  é a velocidade na parede do tubo, a variável  $\phi$  referente à pressão pode ser determinada pela seguinte equação:

$$\phi = p + \rho g r \cos \theta \quad (2.11)$$

onde,  $p$  é a pressão no centro do tubo,  $\rho$  densidade da água,  $g$  a gravidade,  $r$  e  $\theta$  são as coordenadas cilíndricas. Esta equação foi resolvida para o escoamento de água no anel conforme mostra a Figura 2.8.

Diante do conhecimento da pressão  $\phi$ , as componentes de velocidade da água na direção- $\theta$  ( $v$ ) e na direção- $x$  ( $W$ ) podem ser calculadas pelas equações (2.12) e (2.13) derivadas com o auxílio da teoria da lubrificação hidrodinâmica, como segue:

$$v = \frac{1}{2\mu R} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} y(y-h) \quad (2.12)$$

$$W = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial \phi}{\partial x} y(y-h) + W \left( 1 - \frac{y}{h} \right) \quad (2.13)$$

onde  $y$  é a distância radial desde a parede do tubo até a interface óleo/água,  $y = R - r$ .

Uma teoria de perturbação para o escoamento em estado estacionário de líquidos imiscíveis quando a fase dispersa é muito mais viscosa que a fase contínua, como é o caso em emulsões de betumem altamente viscoso em água e em oleodutos com óleo pesado lubrificado por água, foi desenvolvida por Bai e Joseph (2000). De acordo com os autores a solução da perturbação e a aproximação de um corpo rígido foram bastante satisfatórias, com erros na ordem de 10% nas curvas de escoamento e no formato das ondas; os erros estão associados a negligência de movimentos secundários e deformação rígida no núcleo de óleo escoando na tubulação.

Ooms *et al.* (1984) relatam que para a aplicação segura do modelo proposto por eles é de fundamental importância o conhecimento sobre a amplitude e o comprimento interfacial da onda e sobre as densidades do filme de água na parte superior do tubo como uma função dos parâmetros de fluxo. No trabalho de Ooms *et al.* (1984) a forma da interface foi imposta, ou seja, a forma interfacial não foi resolvida.

## **CAPÍTULO III**

### **MODELAGEM MATEMÁTICA**

O procedimento de modelagem consiste na descrição matemática do problema físico a ser analisado. No caso de escoamentos de fluidos, o modelo matemático é composto pelas equações de conservação (massa, energia e quantidade de movimento), condições iniciais e de contorno, por uma equação constitutiva mecânica que estabeleça a relação entre o campo de tensões e o campo de velocidades no escoamento. Todavia, para a engenharia, este modelo corresponde a um conjunto de dados e idéias abstratas que permitem ao engenheiro, ou pesquisador, propor uma explicação para o fenômeno que se está estudando. A partir do momento em que é possível pôr as variáveis do problema na forma de uma ou mais relações quantitativas precisas, chega-se ao que se denomina de modelo matemático (Farias, 2006).

Nos dias de hoje, a dinâmica de fluidos computacional (CFD – computational fluid dynamics) vem sendo cada vez mais utilizada em diversos segmentos na indústria (automotiva, aeroespacial, processos químicos, geração de energia, metalurgia, etc.), para os mais diversos fins. Também nas indústrias de transformação de polímeros verifica-se um interesse crescente no uso de softwares de CFD. Um exemplo importante de aplicação nesta área é o projeto de equipamentos, onde estes softwares reduzem a necessidade de execução de experimentos e criação de protótipos em escala de bancada, tarefas que consomem muito tempo e envolvem altos custos. Os mesmos podem ainda

ser empregados para a otimização de um processo já existente, visando o aumento da produção e/ou melhoria da qualidade do produto, entre muitas outras possibilidades (Muniz *et al.*, 2005).

### 3.1 Modelo matemático

O escoamento de óleos pesados e ultraviscosos em dutos, usando água como fluido lubrificante, é governado pelas leis gerais de conservação.

Nesta secção, estão descritas as equações governantes do modelo utilizado pelo CFX 10<sup>®</sup>, que são:

- **Equação da continuidade**

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = S_{MS\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (3.1)$$

Os termos de fonte de massa  $S_{MS\alpha}$  e o termo de difusividade mássica  $\Gamma_{\alpha\beta}$  foram desconsiderados, o que permite escrever Equação 3.1 como sendo:

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (f_\alpha \rho_\alpha U_\alpha) = 0 \quad (3.2)$$

- **Equação da quantidade de movimento**

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)] = & -f_\alpha \nabla p_\alpha + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \mu_\alpha \left[ \nabla \vec{U}_\alpha + (\nabla \vec{U}_\alpha)^T \right] \right\} + \\ + \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha) + S_{M\alpha} + M_\alpha \end{aligned} \quad (3.3)$$

onde o sub-índice  $\alpha$  é o indicador de fase no escoamento bifásico água-óleo pesado e ultraviscoso,  $f$ ,  $\rho$ ,  $\mu$  e  $\vec{U}$  são respectivamente fração volumétrica, densidade, viscosidade dinâmica e o vetor velocidade,  $p$  é pressão,  $S_{M\alpha}$  representa o termo das forças externas que atuam sobre o sistema por unidade de volume. No termo referente a transferência de momento induzida pela transferência de massa interfacial (terceiro termo do lado direito da igualdade) os sub-índices  $\alpha$  e  $\beta$  correspondem as fases

envolvidas, água-óleo pesado e ultraviscoso.  $\Gamma_{\alpha\beta}^+$  Corresponde à taxa de fluxo mássico por unidade de volume da fase  $\beta$  para a fase  $\alpha$  vice-versa,  $M_\alpha$  descreve a força total por unidade de volume (força de arraste interfacial, força de sustentação, força de lubrificação de parede, força de massa virtual e força de dispersão turbulenta) sobre a fase  $\alpha$  devido à interação com a fase  $\beta$ . No caso do modelo de mistura é considerado apenas o arraste total exercido pela fase  $\beta$  sobre a fase  $\alpha$  por unidade de volume,  $D_{\alpha\beta}$  dado por:

$$D_{\alpha\beta} = C_D \rho_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} \left| \vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha \right| \left( \vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha \right) \quad (3.4)$$

onde  $C_D$  é o coeficiente de arraste adimensional constante no qual foi assumido um valor igual a 0,44 e  $\rho_{\alpha\beta}$  corresponde a densidade da mistura dada por;

$$\rho_{\alpha\beta} = f_\alpha \rho_\alpha + f_\beta \rho_\beta \quad (3.5)$$

A densidade de área interfacial por unidade de volume,  $A_{\alpha\beta}$  é dada por:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{f_\alpha f_\beta}{d_{\alpha\beta}} \quad (3.6)$$

onde  $d_{\alpha\beta}$  é o coeficiente de escala de comprimento da mistura. (considerou-se este parâmetro como sendo igual a 1mm).

Os efeitos da gravidade não foram levados em consideração em virtude da proximidade das densidades das fases envolvidas. Não há reações químicas nem tampouco transferência de massa interfacial, logo a Equação 3.3 torna-se;

O termo de transferência de massa interfacial não foi levado em consideração tendo em vista que a transferência de massa interfacial na equação de quantidade de movimento é usada para uma fase sólida dispersa representando uma força adicional devido a colisões entre partículas (ANSYS, CFX-Theory Manual, 2005), logo a Equação 3.7 reduz a;

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha \bar{U}_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \bar{U}_\alpha \otimes \bar{U}_\alpha)] = -f_\alpha \nabla p_\alpha + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \mu_\alpha \left[ \nabla \bar{U}_\alpha + (\nabla \bar{U}_\alpha)^T \right] \right\} + M_\alpha \quad (3.7)$$

- **Modelo de turbulência  $k$ - $\varepsilon$**

O modelo de turbulência  $k$ - $\varepsilon$  é um modelo de viscosidade turbulenta no qual se assume que os tensores de Reynolds são proporcionais aos gradientes de velocidade média, com a constante de proporcionalidade sendo caracterizada pela viscosidade turbulenta, (idealização conhecida como hipótese de Boussinesq). Modelos deste tipo são baseados numa viscosidade turbulenta (CFX<sup>®</sup>, 2005).

A característica destes tipos de modelos é que duas equações de transporte modeladas, separadamente, são resolvidas para o comprimento turbulento e a escala de tempo ou para quaisquer duas combinações linearmente independentes delas. As equações de transporte para a energia cinética turbulenta,  $k$ , e a taxa de dissipação turbulenta,  $\varepsilon$ , são:

$$\frac{\partial(\rho_\alpha f_\alpha k_\alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \left[ \rho_\alpha \bar{U}_\alpha k_\alpha - \left( \mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_k} \right) \nabla k_\alpha \right] \right\} = f_\alpha (G_\alpha - \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial(\rho_\alpha f_\alpha \varepsilon_\alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \rho_\alpha \bar{U}_\alpha \varepsilon_\alpha - \left( \mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon_\alpha \right\} = f_\alpha \frac{\varepsilon_\alpha}{k_\alpha} (C_1 G_\alpha - C_2 \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) \quad (3.10)$$

onde  $G_\alpha$  é a geração de energia cinética turbulenta no interior da fase  $\alpha$ ,  $f_\alpha$  volumétrica da fase  $\alpha$ ,  $C_1$  e  $C_2$  são constantes empíricas. Ainda nesta equação,  $\varepsilon_\alpha$  corresponde a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta da fase  $\alpha$  e  $k_\alpha$  a energia cinética turbulenta para a fase  $\alpha$  respectivamente, definidas por:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{c_\mu G_\alpha^3}{l_\alpha} \quad (3.12)$$

$$k_\alpha = \frac{q_\alpha^2}{2} \quad (3.13)$$

onde  $l_\alpha$  é o comprimento de escala espacial,  $q_\alpha$  é a escala de velocidade,  $c_\mu$  é uma constante empírica calculada por:

$$c_\mu = 4c_\alpha^2 \quad (3.14)$$

onde  $c_\alpha$  também é uma constante empírica,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica da fase  $\alpha$ ,  $\mu_{t\alpha}$  corresponde a viscosidade turbulenta, definida por:

$$\mu_{t\alpha} = c_\mu \rho_\alpha \frac{k_\alpha^2}{\varepsilon_\alpha} \quad (3.15)$$

onde as constantes utilizadas nas equações anteriores são:  $C_1 = 1,44$ ;  $C_2 = 1,92$ ;  $C_\mu = 0,09$ ;  $\sigma_\kappa = 1,0$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ .

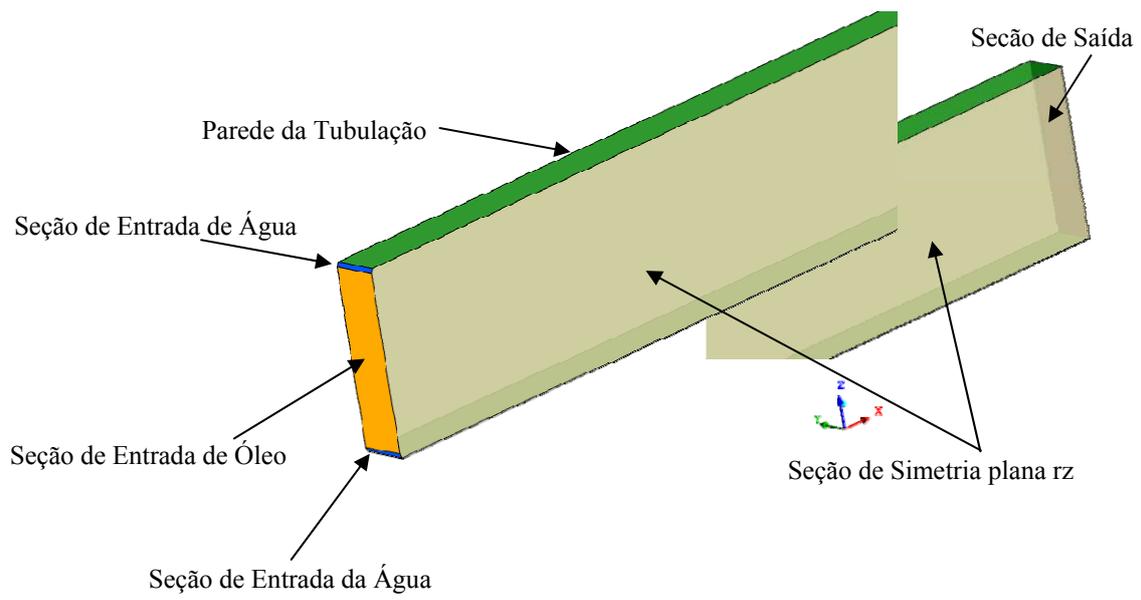
### 3.1.1 Condições iniciais e de fronteira

Foi considerado que a tubulação, rugosa inicialmente, estava cheia com água. Além disso, as condições sobre as fronteiras são definidas de acordo com a Figura 3.1a, como segue:

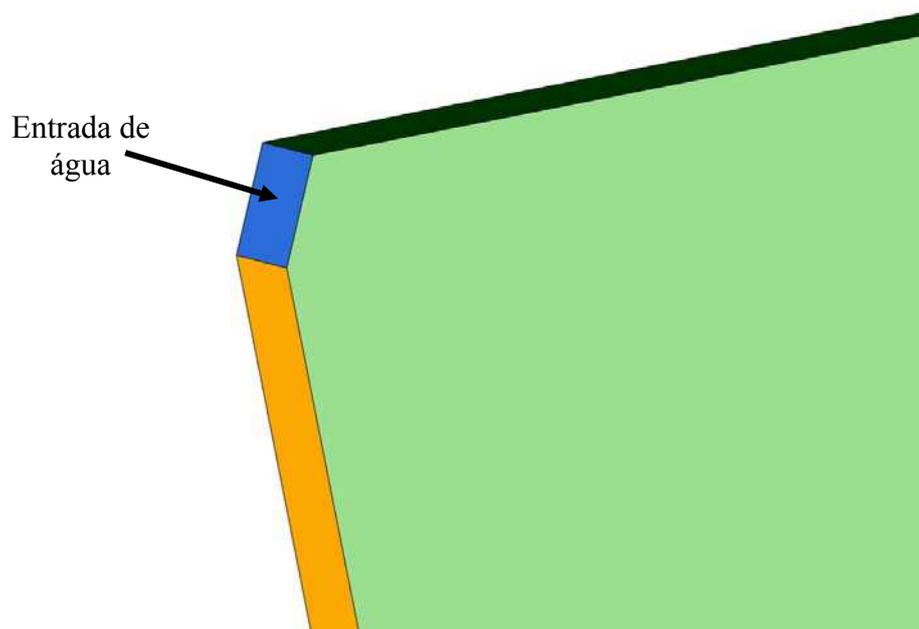
- a) Na seção anular referente à entrada de água foi adotado um valor prescrito e não nulo para a componente de velocidade normal e fração volumétrica de água, ou seja:

$$R - \Delta r < r < R \Rightarrow \begin{cases} U_A^N = U_A \\ f_A = 1 \\ U_O^N = f_O = 0 \end{cases}$$

onde  $U^N$  corresponde a componente de velocidade normal a seção de entrada de água.



**Figura 3.1a:** Perspectiva do sólido em um plano rz do tubo.



**Figura 3.1b:** Ampliação da seção de entrada de água

b) Na seção referente à entrada de óleo foi adotado um valor prescrito e não nulo para a componente de velocidade e para fração volumétrica de óleo na direção  $z$  e nulo para as componentes nas direções  $r$  e  $\theta$ , ou seja:

$$0 < r < R - \Delta r \Rightarrow \begin{cases} U_o^z = U_o \\ f_o = 1 \\ U_o^r = U_A^r = U_A^z = f_A = 0 \end{cases}$$

c) Na seção longitudinal ao longo da tubulação, são assumidas as condições de simetria com o eixo central da tubulação, ou seja:

$$\frac{\partial U_A}{\partial \theta} = \frac{\partial U_o}{\partial \theta} = 0$$

d) Nas fronteiras referentes as paredes da tubulação foi considerada a condição de não deslizamento, ou seja:

$$\begin{aligned} U_A^r = U_A^\theta = U_A^z &= 0 \\ U_o^r = U_o^\theta = U_o^z &= 0 \end{aligned}$$

e) Na seção de saída foi prescrito uma pressão estática constante  $p_{est} = 98100$  Pa.

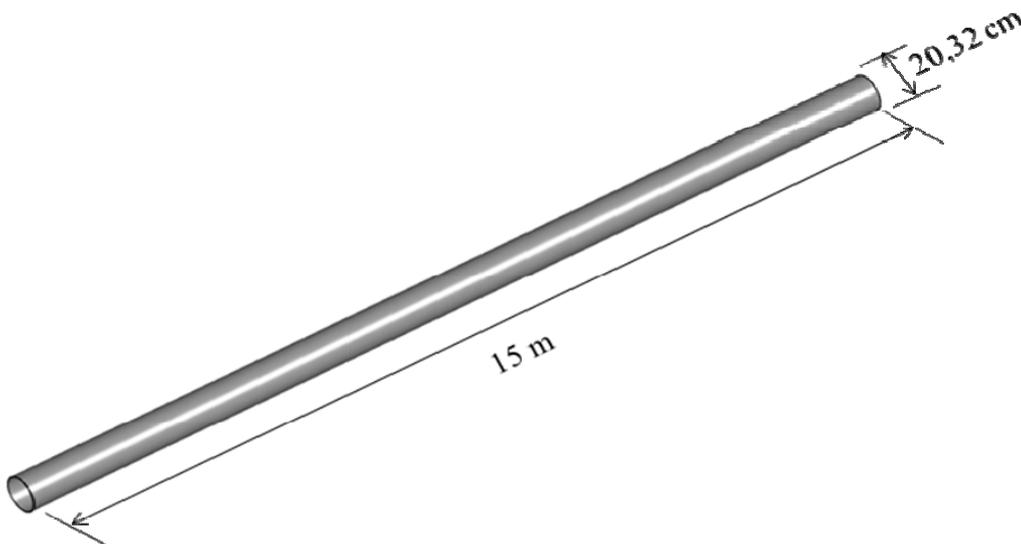
Na Tabela 3.1 estão ilustradas as propriedades referentes aos fluidos (água e óleo pesado e ultraviscoso) usadas no presente trabalho.

**Tabela 3.1:** Propriedades físico-químicas dos fluidos usados neste trabalho.

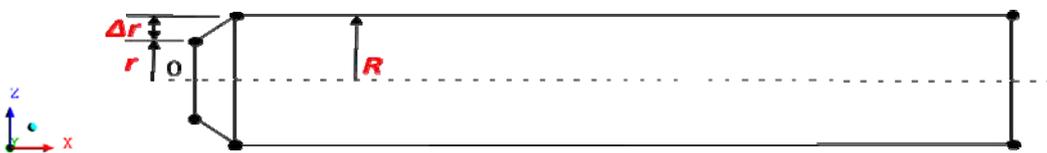
Propriedades físicas	Água	Óleo pesado
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	997	905
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	8,89 x 10 <sup>-4</sup>	12,0
Tensão superficial (N.m <sup>-1</sup> )	0,072	

### 3.2 Geração da malha

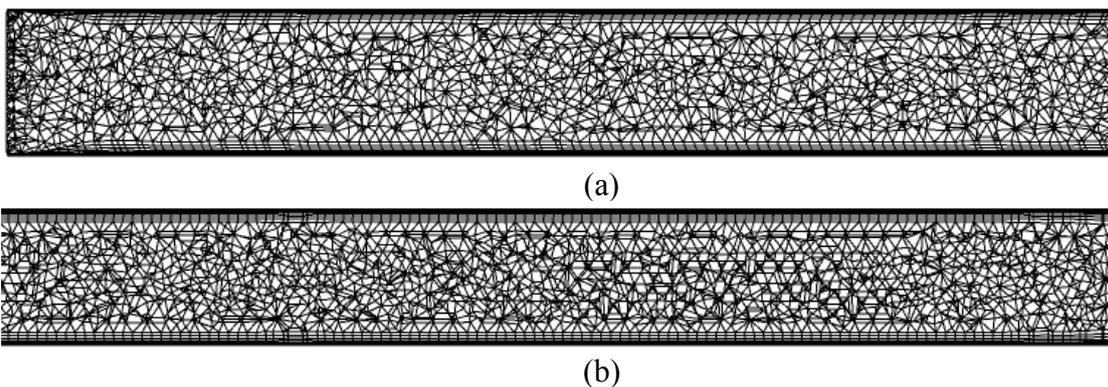
A Figura 3.2 ilustra a representação fictícia da tubulação usada para o estudo do escoamento bifásico água/óleo pesado e ultraviscoso criada no módulo CFX Build do CFX<sup>®</sup> 5.5. Em virtude da simetria angular observada em escoamentos em tubos de seção transversal circular foi considerado que o domínio de estudo seria confeccionado em um espaço bidimensional sobre o plano rz. Este domínio foi criado por meio da definição de pontos, curvas, superfícies e sólidos descrevendo o seu tamanho e o seu formato, conforme pode ser observado na Figura 3.3 e 3.4.



**Figura 3.2:** Representação fictícia do tubo para o escoamento óleo pesado e água.



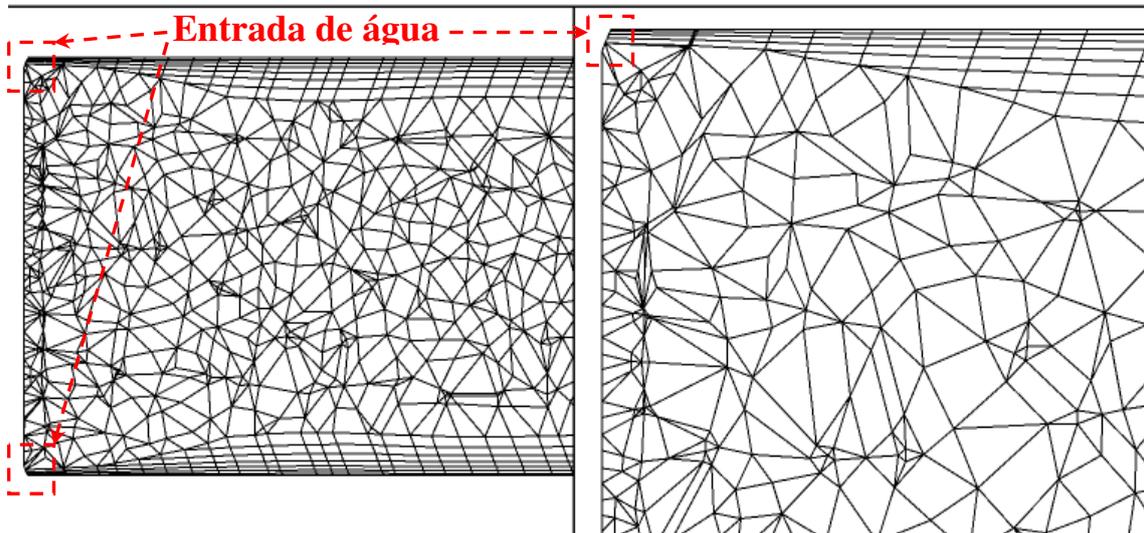
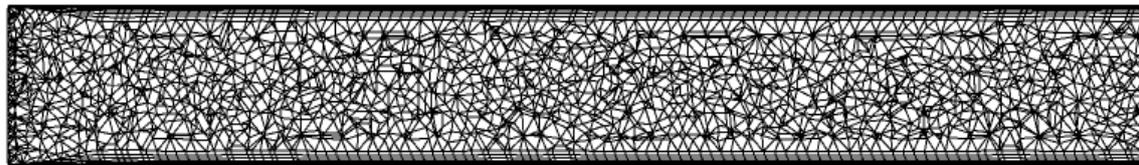
**Figura 3.3:** Construção do tubo em um domínio bidimensional.



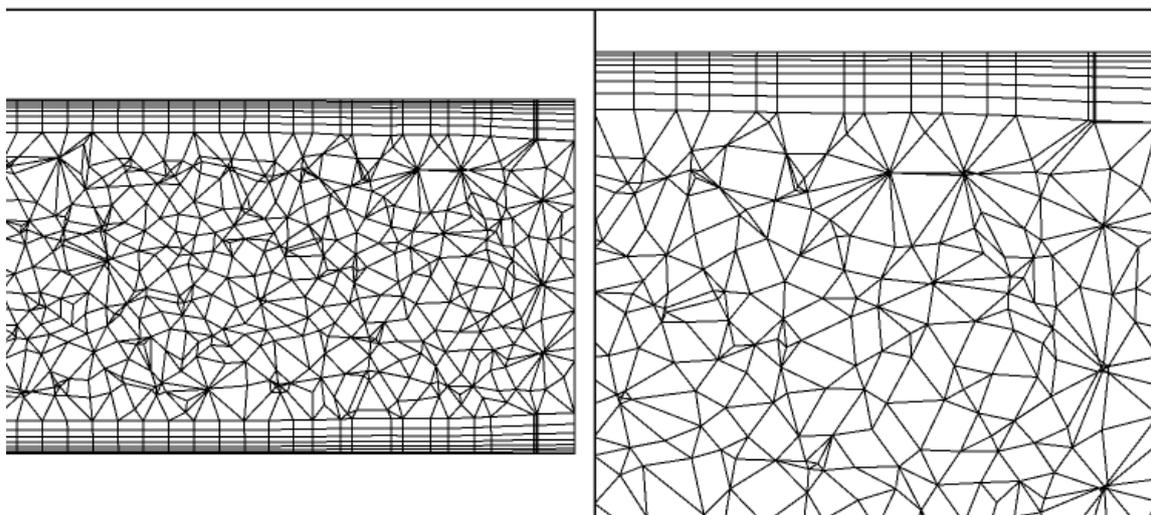
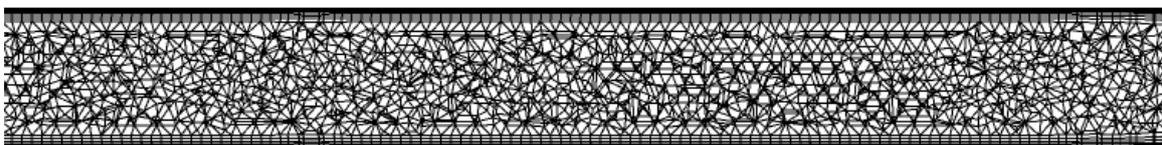
**Figura 3.4:** Representação da malha bidimensional da tubulação nas seções de entrada (a) e de saída (b).

Na Figura 3.5 está ilustrada os detalhes da malha utilizada nas diferentes simulações descritas na Tabela 3.5. Nesta figura é possível observar os principais detalhes da malha nas proximidades da parede do tubo e nas seções de entrada e de saída. A malha não estruturada foi confeccionada no domínio fictício bidimensional em coordenadas cilíndricas que, após diferentes refinamentos de malha e de tempo (visando a não dependência dos resultados numéricos com os mesmos), resultou em uma malha constituída por 127210 volumes de controles (84.178 tetraédricos, 42.974 prismáticos e 58 piramidais).

Ao observar atentamente a Figura 3.5 é possível notar que nas proximidades das paredes, onde normalmente se tem gradientes de velocidade importantes, foram utilizados volumes de controle do tipo tetraédrico, enquanto no restante da geometria utilizaram-se elementos prismáticos e piramidais.



(a)



(b)

**Figura 3.5:** Representação da malha bidimensional da tubulação com detalhes na seção de entrada (a) e de saída (b).

Após a elaboração da malha numérica, criou-se um arquivo com todas as informações da malha geométrica e depois fora anexado numa versão mais recente do CFX (Ansys CFX<sup>®</sup> 10.0). Este arquivo foi gerado no CFX<sup>®</sup> 5.6 e incorporado no CFX<sup>®</sup> 10.0 pré para a inclusão dos dados de entrada do processo como: modelo matemático (que corresponde a um conjunto de dados embutidos no aplicativo), fluidos (newtoniano ou não-newtoniano), condições de contorno, dados iniciais, tipo de regime (laminar ou turbulento), velocidade de entrada e saída do fluido entre outros.

Nesta etapa são, igualmente, acrescentados os modelos numéricos necessários para execução do problema (métodos de solução do sistema de equações lineares, por exemplo), além da função de interpolação, do método de acoplamento pressão-velocidade, entre outros, que podem ser vistos na Tabela 3.2.

**Tabela 3.2:** Condições gerais do problema e da solução numérica.

Tipo de Escoamento	Bifásico
Regime de Fluxo	Transiente
Método Numérico	Volumes Finitos
Condições do modelo	Ambientes (a 25° C e 1 atm)
Modelo	Não Homogêneo
Modelo de Transferência Interfacial	Modelo de mistura
Esquema de interpolação para a pressão	Trilinear
Esquema de interpolação para a velocidade	Trilinear
Esquema de Advecção	High Resolution
Rugosidade das paredes	$4,5 \times 10^{-5}$ m
Critério de convergência	Resíduo médio quadrático (RMS) normalizado igual a $10^{-5}$
Esquema transiente	Second Order Backward Euler
Intervalo de tempo ( $\Delta t$ )	0,5 s

## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS E DISCUSSÕES

O comportamento do transporte de óleos pesados na tubulação lubrificada por uma película de água nas proximidades das paredes foi numericamente investigada empregando computadores Pentium 4, com processadores core 2 duo com 3,0 GHz, 2048 Mb RAM, 120 Gb de disco rígido.

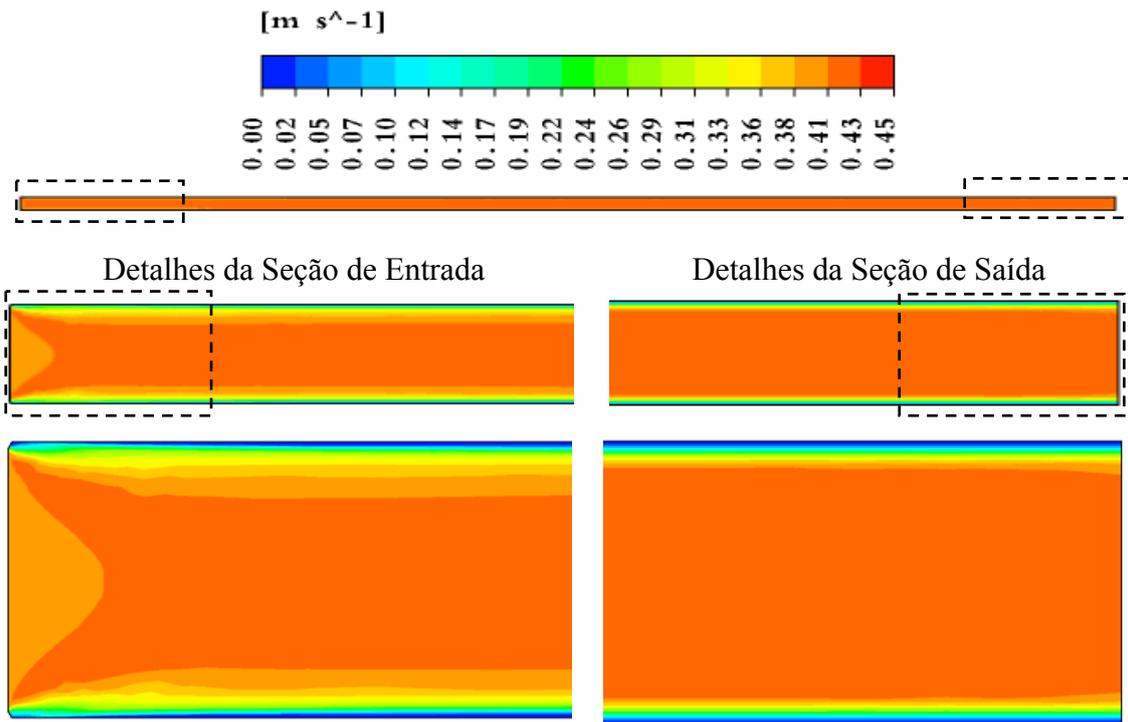
Na Tabela 4.1 apresenta os diferentes casos usados para as diferentes simulações, onde estão explícitos os valores dos seguintes parâmetros: velocidade do óleo, velocidade da água, viscosidade do óleo, viscosidade da água e o diâmetro do tubo. Nesta tabela é possível mostrar que para todos os casos o único parâmetro no qual o valor foi alterado, foi a velocidade da água que variou de 0,4 m/s a 1,4 m/s mantendo uma variação de 0,1 m/s, exceto para o caso 5.

Nas Figuras. 4.1 e 4.2 estão representados os campos de velocidade superficial do óleo pesado e da água, respectivamente, na direção axial. Estas figuras mostram claramente a presença de uma corrente de água nas proximidades da parede da tubulação o que indica a presença de uma película de água de lubrificação. Esta hipótese é confirmada ao se avaliar o campo de fração volumétrica do óleo pesado ilustrado na Figura 4.3. Está apresentada nesta figura uma visão geral da tubulação e detalhes das regiões de entrada e de saída dos fluidos. Estes resultados permitem constatar a presença de uma alta concentração de água nas proximidades da parede da tubulação que vai

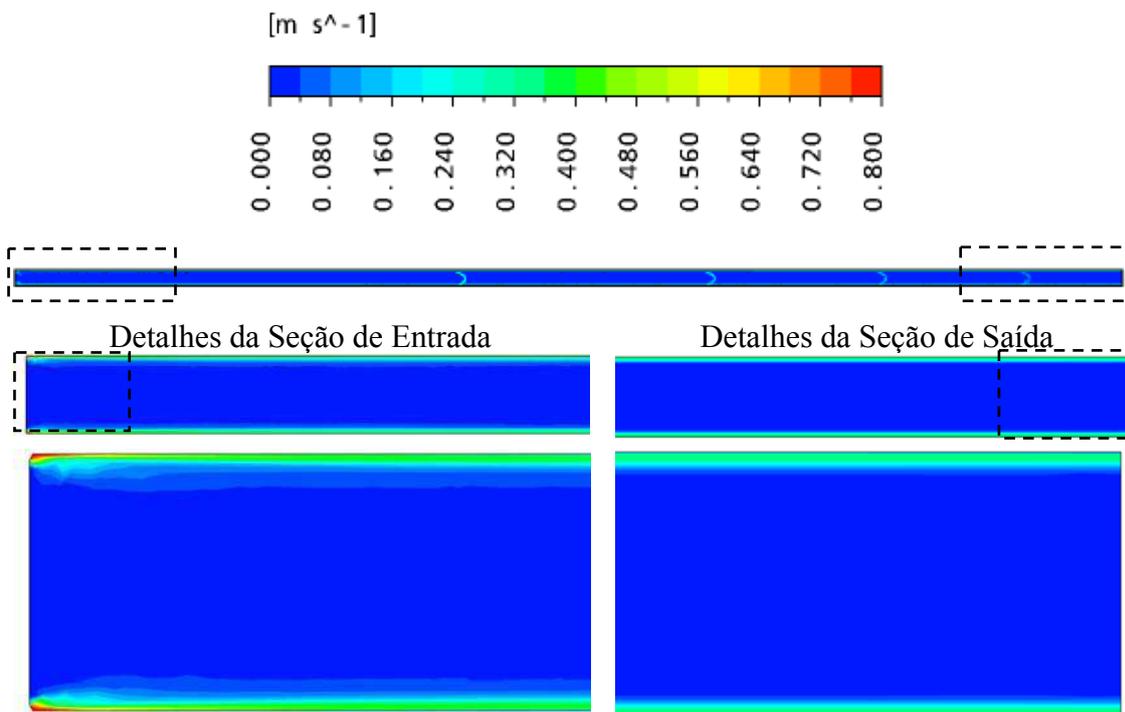
reduzindo à medida que se afasta da parede. Este gradiente da fração volumétrica pode ser interpretada como uma mistura água/óleo pesado ou mesmo uma emulsão que está sendo formada.

**Tabela 4.1:** Dados usados nas simulações.

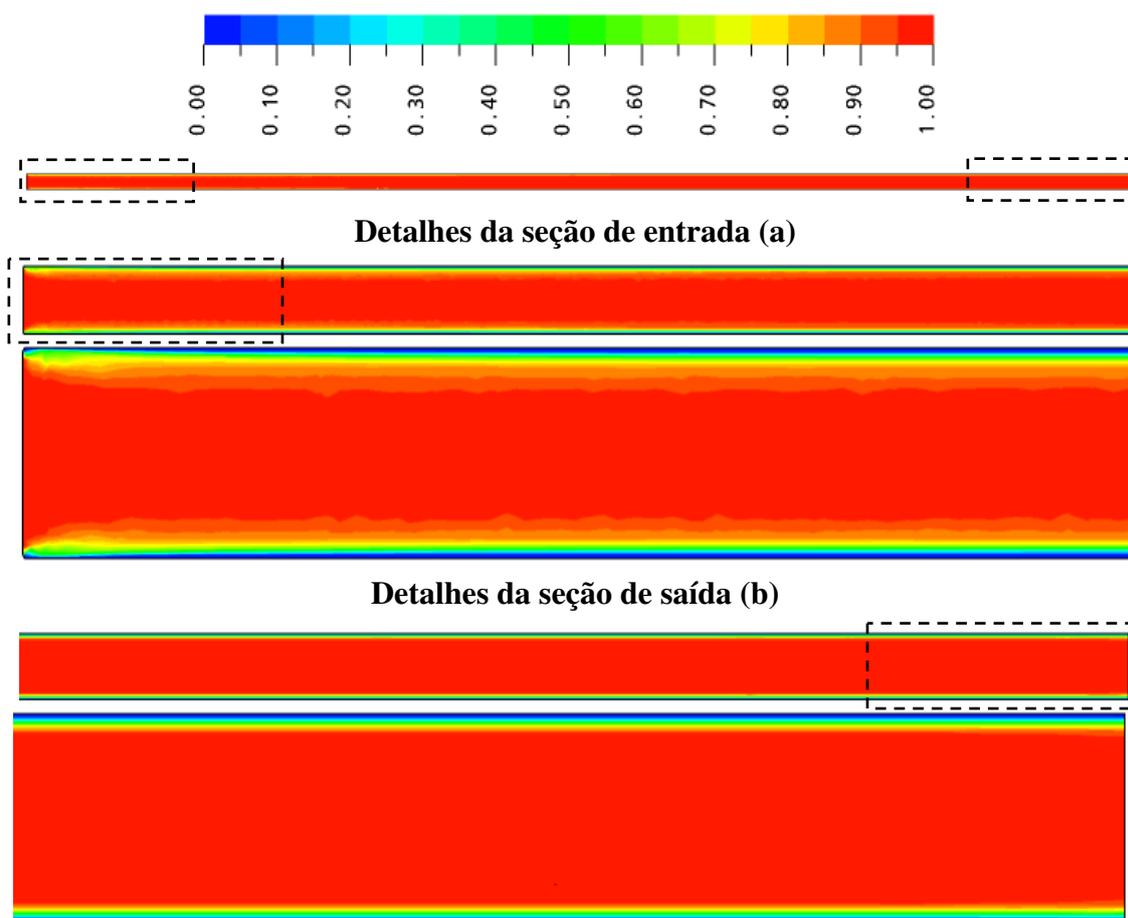
Caso estudado	Velocidade do óleo $U_O$ (m/s)	Velocidade da água $U_A$ (m/s)	Viscosidade do óleo ( Pa.s )	Viscosidade da água ( Pa.s )	Diâmetro do tubo (m)
Caso 1	0,4	0,4	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 2	0,4	0,5	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 3	0,4	0,6	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 4	0,4	0,61	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 5	0,4	0,615	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 6	0,4	0,62	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 7	0,4	0,7	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 8	0,4	0,8	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 9	0,4	0,9	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 10	0,4	1,0	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 11	0,4	1,1	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 12	0,4	1,2	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 13	0,4	1,3	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20
Caso 14	0,4	1,4	12	$8,89 \times 10^{-4}$	0,20



**Figura 4.1:** Representação do campo de velocidade axial do óleo pesado sobre o plano rz para  $U_A = 0,8$  m/s  $U_O = 0,4$  m/s e (Caso 8) em  $t = 150$  s, com as respectivas ampliações destacado pela curva tracejada.



**Figura 4.2:** Representação do campo de velocidade axial da água sobre o plano rz para  $U_A = 0,8$  m/s e  $U_O = 0,4$  m/s (Caso 8)  $t = 150$  s, com as respectivas ampliações destacado pela curva tracejada.

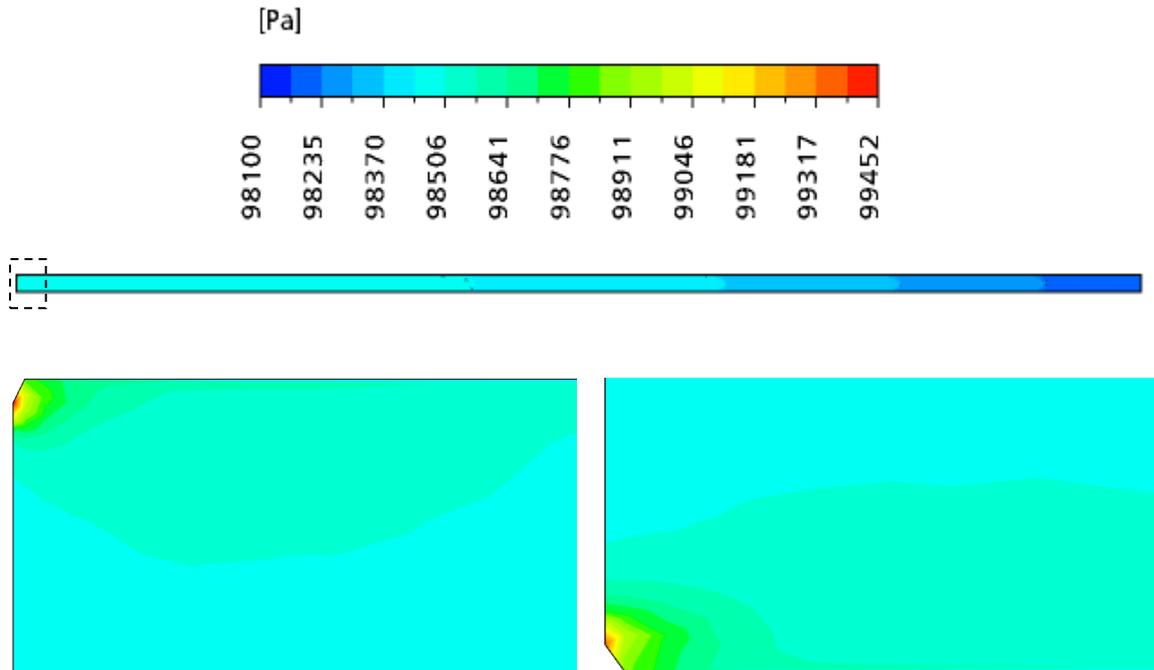


**Figura 4.3:** Campo de fração volumétrica do óleo pesado sobre o plano rz em  $t = 150s$  (Caso 8), a) na entrada e b) na saída.

Nota-se na Figura 4.3 possíveis movimentos ondulatórios do núcleo de óleo, principalmente na região de entrada, este fenômeno pode está relacionado à forma de injeção de água, entretanto, não se assemelham com as “ondas de bambu” relatada por Bensakria *et al.*, (2004), Ooms *et al.*, (1984), Oliemans *et al.*, (1987), Bai (1995), Joseph *et al.*, (1997), Bai e Joseph (2000), Vara (2001), Ko *et al.*, (2002), Ooms e Poesio (2003), Ooms et al (2007), entre outros. De acordo com esses autores a presença destas ondas é muito natural para os casos reais de transporte de óleo pesado, e contribuem de forma positiva no escoamento de óleo pesado com a técnica do “*Core-Annular Flow*”.

Na Figura 4.4 está representado o campo de pressão sobre o plano RZ referente ao caso 8 ( $U_O = 0,4$  m/s e  $U_A = 0,8$  m/s), na qual se ilustra um decréscimo da pressão ao longo da tubulação, como esperado. Todavia, ao se observar o detalhe da região de

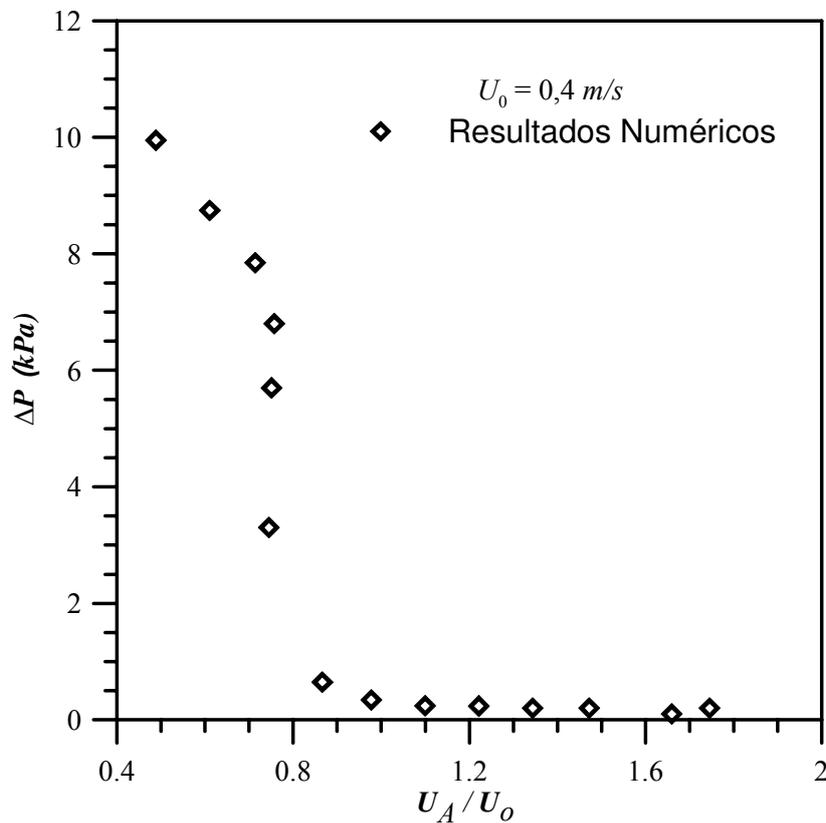
alimentação da tubulação, (Figura 4.4), percebe-se que os maiores gradientes estão localizados nas proximidades da seção de entrada de água (Figura 3.1a), responsável pela injeção de água e, conseqüentemente, pela formação da película de água envolvendo o núcleo de óleo.



**Figura 4.4:** Campo de pressão sobre o plano  $rz$  para  $U_A = 0,8$  m/s  $U_O = 0,4$  m/s e  $t = 150$  s (Caso 8).

A busca pela razão entre as velocidades de entrada de água e de óleo adequada, de forma que a eficiência de lubrificação da parede seja máxima (queda de pressão mínima) e, conseqüentemente, o transporte do óleo pela técnica do *core-flow* seja otimizado, pode ser realizada pela mudança da velocidade de água e mantendo-se constante a do óleo. Na Figura 4.5 estão representados os resultados da queda de pressão na tubulação em função da razão entre as velocidades da água e do óleo,  $U_A/U_O$ . Estes resultados mostram que há uma diminuição na queda de pressão na tubulação com o aumento da velocidade de água. Este fato pode ser explicado pela redução do atrito em conseqüência da presença do filme de água, favorecendo assim a formação de um núcleo de óleo que praticamente não entra em contato com a parede da tubulação. Verificou-se que a partir da razão  $U_A/U_O = 0,98$  não há praticamente mudança na queda

de pressão ( $\Delta P = 388$  Pa). Isto sugere que a vazão de água de operação tenha um valor máximo que torne o processo de transporte de óleo pesado e ultraviscoso otimizado no ponto de vista econômico e mecânico. Huang (1994), Ooms e Poesio (2003), Bensakria *et al.*, (2004), Ooms *et al.*, (2007) e Vanaparthi e Meiburg (2008), ao estudar a técnica *core-flow*, verificaram que, devido a diferença de densidade entre as fases, o óleo tende a ascender para a parte superior da tubulação na horizontal. Todavia, as forças de lubrificação tendem a repelir o núcleo de óleo para o centro do tubo. Uma competição entre estes dois efeitos dão uma variação na posição do núcleo de óleo no interior da tubulação, o qual depende fortemente da razão entre as velocidades de água e de óleo pesado.



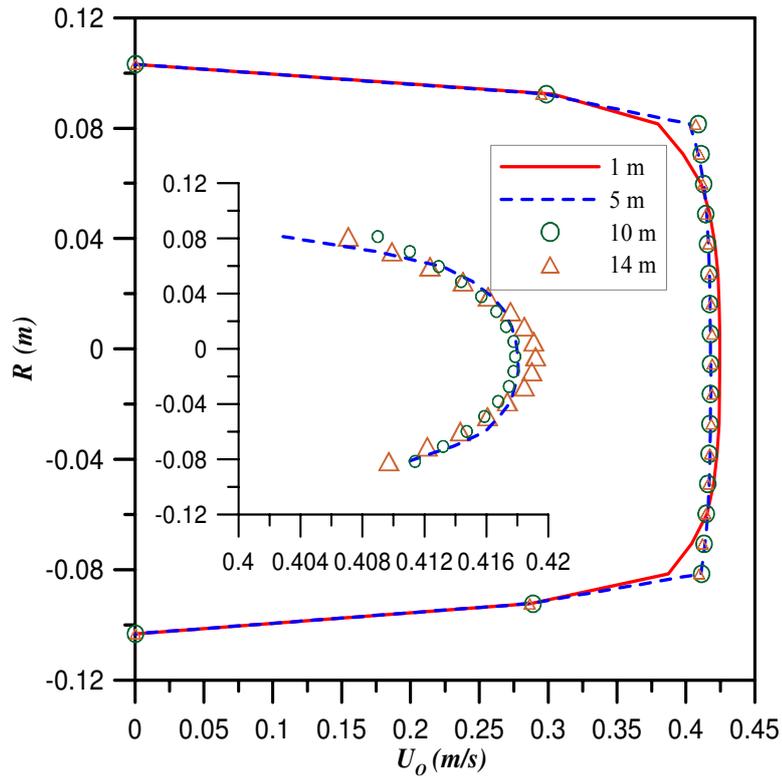
**Figura 4.5:** Variação da queda de pressão em função do aumento da velocidade de água  $U_A$  em  $t = 150$  s.

Com a finalidade de analisar os perfis de velocidade do óleo pesado em diferentes posições no tubo (1; 5; 10 e 14 m), para um tempo de processo igual a 100 s, foram

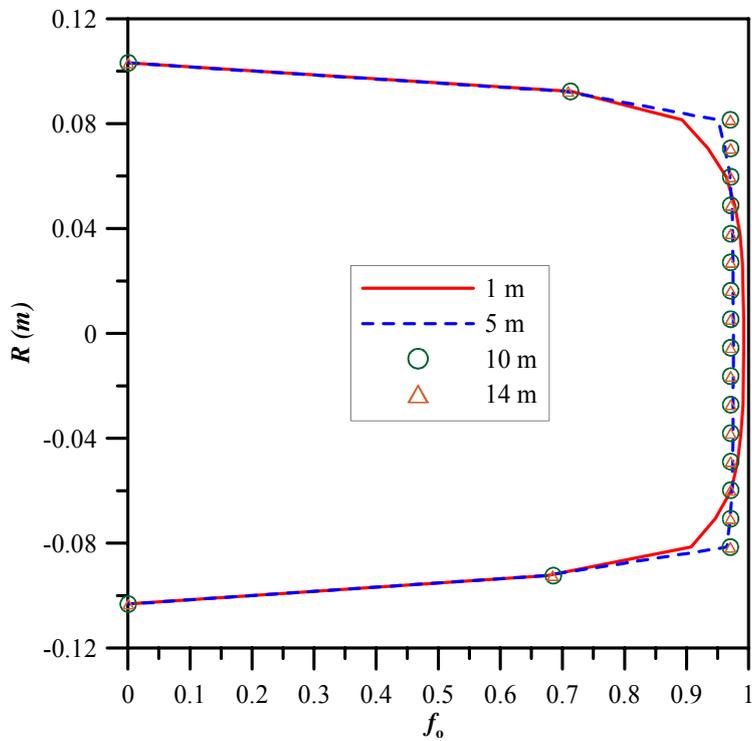
representadas na Figura 4.6 os valores destas componentes de velocidade em função da posição radial, para o Caso 8. Pode-se constatar que os perfis de velocidades conservam praticamente as características do perfil pistão imposta como condição de contorno sobre a seção de entrada do óleo (Figura 3.1a). Este fato está relacionando a ausência do contato direto do óleo com as paredes da tubulação, em virtude da presença de uma película de água, reduzindo substancialmente as perdas de carga por atrito. Isto é evidenciado pela súbita redução da fração volumétrica de óleo nas proximidades da parede da tubulação ( $R = 0,1032$  m), conforme ilustrado na Figura 4.7. Nesta figura estão representados os valores da fração volumétrica em função da posição radial para diferentes posições na tubulação (1; 5; 10 e 14 m). Ao se observar esta figura nota-se, com exceção da posição axial igual a 1 m, que:

- a) A fração volumétrica de óleo se mantém constante e igual a 0,97 sobre a seção formada pelo núcleo de óleo com raio de 8,33 cm;
- b) Uma película de água com 0,29 cm de espessura e fração volumétrica de óleo menor ou igual a 0,1;
- c) Uma camada de mistura entre o núcleo de óleo e a película de água com 1,7 cm e fração volumétrica de óleo entre 0,1 e 0,97, conforme pode ser observado na Figura 4.8.

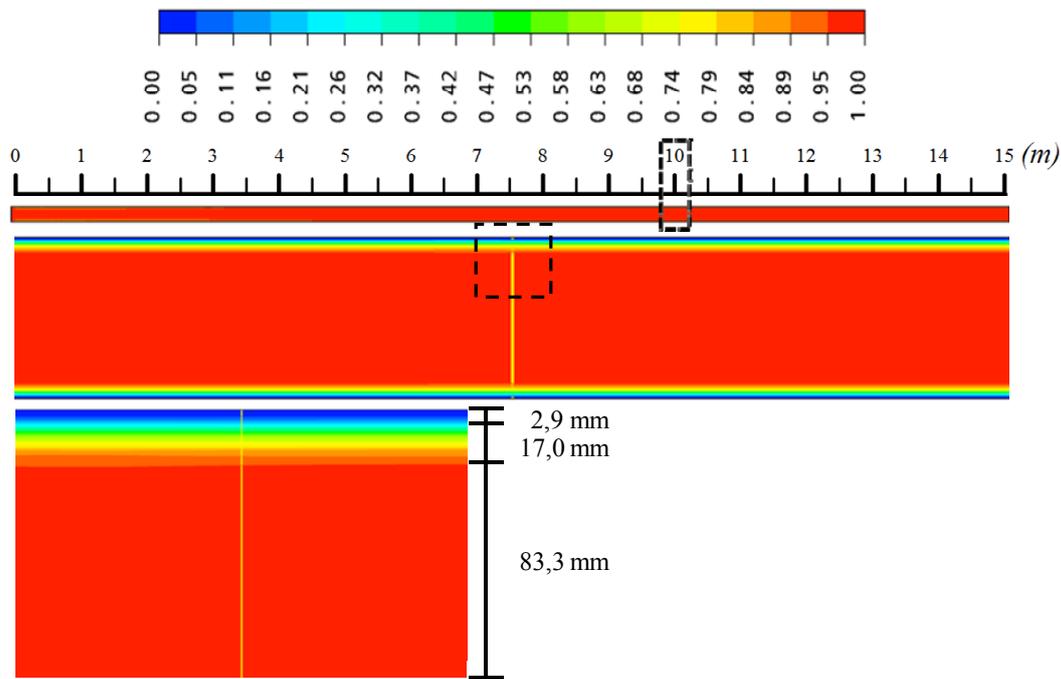
Na Figura 4.7 está igualmente representada uma ampliação da região referente ao núcleo de óleo onde pode ser observado que o comportamento dos perfis de velocidade não apresenta uma simetria nas curvas. As componentes de velocidades situadas na região inferior ao eixo da tubulação têm valores relativamente superiores àqueles mostrados na região superior ao eixo. O comportamento apresentado pelo escoamento das fases, água-óleo pesado leva a crer que o núcleo de óleo está escoando com ondulações muito pequenas, o que provavelmente se acentuaria se fosse levado em consideração o efeito da força de corpo que foi desconsiderada no presente trabalho.



**Figura 4.6:** Velocidade do óleo na seção do duto e quatro posições axiais para o caso 8.



**Figura 4.7:** Fração volumétrica do óleo na seção do duto em quatro posições axiais, para o caso 8.

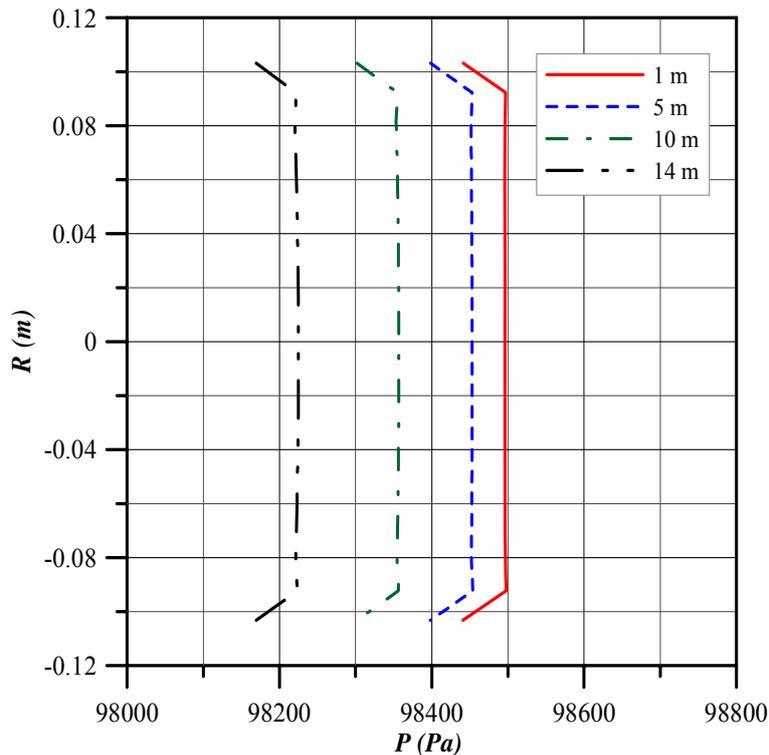


**Figura 4.8:** Representação das diferentes camadas de fluidos: película de água, camada de mistura e núcleo de óleo para o caso 8.

Na Figura 4.9 estão representados os perfis radiais de pressão em diferentes posições na tubulação (1; 5; 10 e 14 m) para um tempo de processamento igual a 100 s. Estes resultados ratificam o comportamento decrescente da pressão ao longo da tubulação, apresentada na Figura 4.4, ou seja, a medida que se distancia da seção de entrada do tubo, a pressão diminui favorecendo o deslocamento do fluido.

A Figura 4.10 ilustra o comportamento queda de pressão em função do tempo ao longo de uma tubulação de 15 m de comprimento e 0,207 m de diâmetro, na qual o óleo pesado foi introduzido a uma velocidade de 0,4 m/s, referente ao (Caso 8). Estes resultados mostram um aumento na perda de carga nos primeiros 40 segundos, em virtude do aumento da viscosidade da mistura água-óleo pesado. A partir deste instante percebe-se uma redução na pressão até atingir a estabilidade a partir de aproximadamente 80 segundos. Este fato está associado com a lubrificação da parede da tubulação pelo filme de água que é formado. Estas observações podem ser melhor compreendidas ao se observar a Figura 4.11 na qual está ilustrada a evolução do óleo a medida que avança no interior da tubulação preenchida inicialmente com água. Os resultados representados nesta figura correspondem a fração volumétrica de óleo sobre o plano rz para diferentes tempos. Fica evidente na Figura 4.11 que durante o avanço do

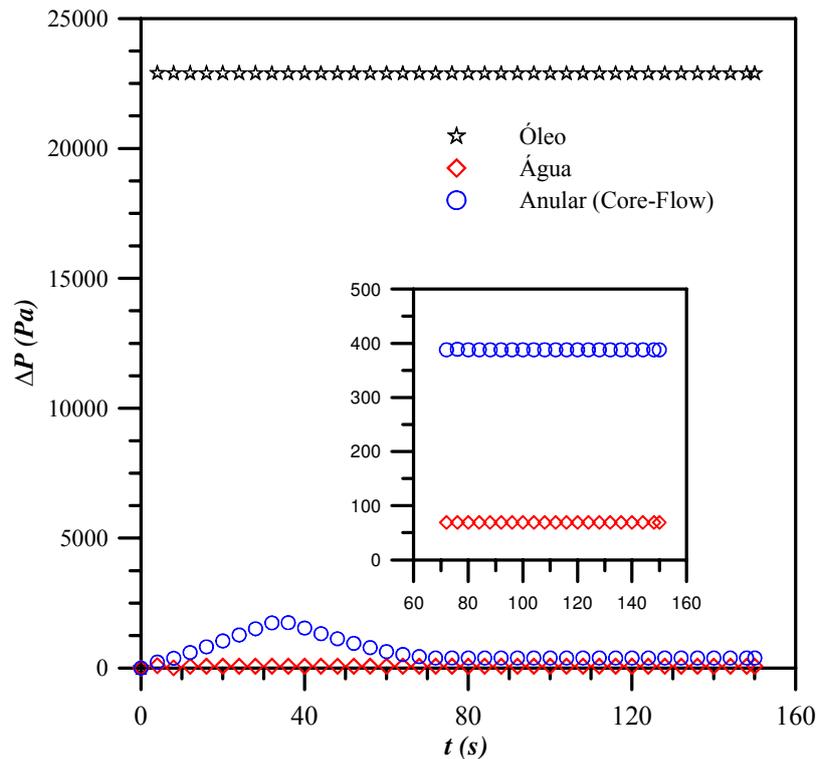
óleo na tubulação há uma redução da mistura água-óleo pesado favorecendo a formação de um núcleo de óleo escoando no centro da tubulação, até atingir uma lubrificação adequada da parede do tubo minimizando a perda de carga ao longo da tubulação. Este fato pode ser observado no detalhe ilustrado na Figura 4.11, referentes ao tempo de 150 segundos, podendo-se, portanto, perceber certa estabilidade na lubrificação da parede do tubo.



**Figura 4.9:** Campo de pressão do óleo na seção do duto em quatro posições axiais, para o caso 8.

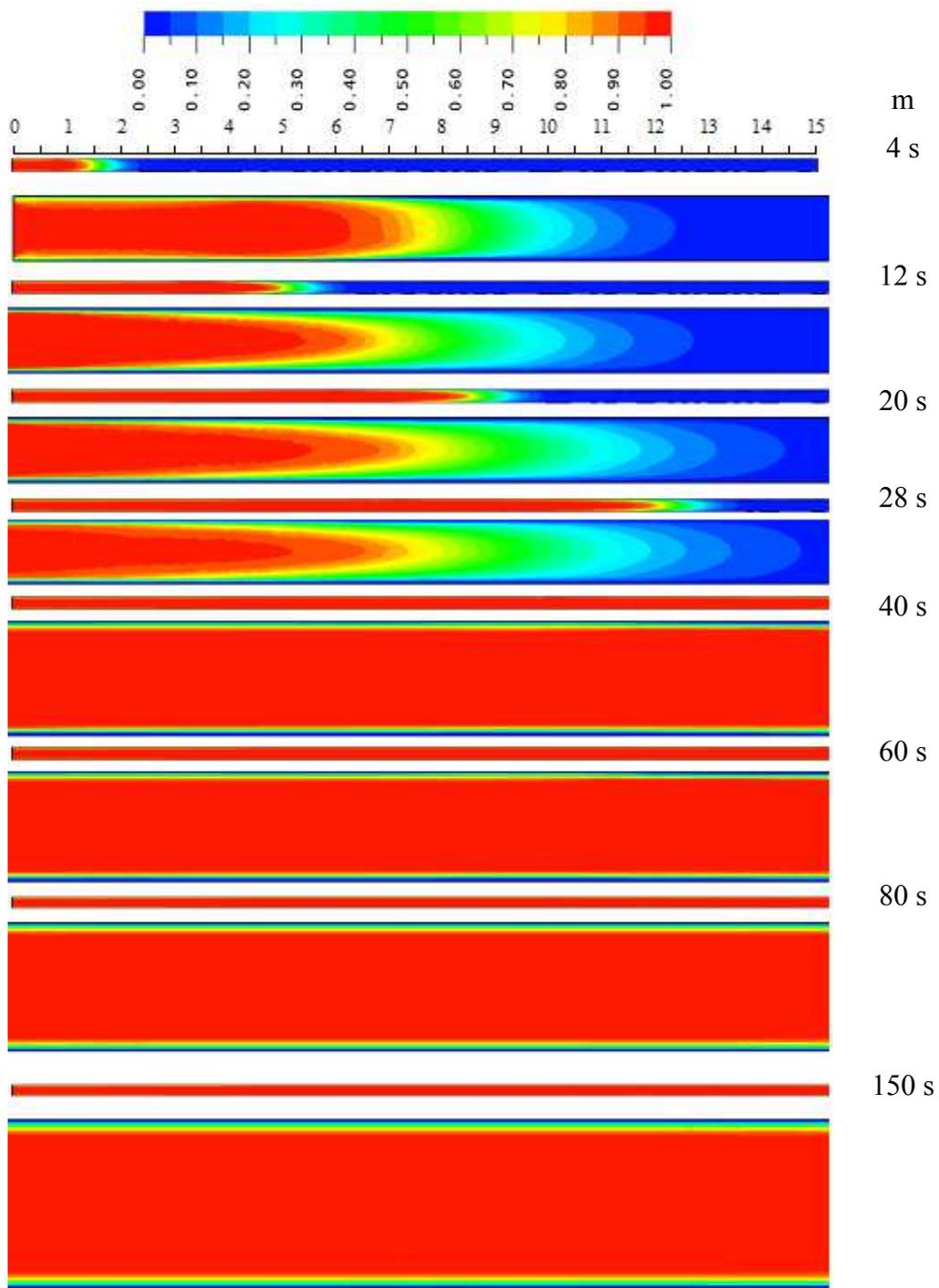
A Figura 4.10 mostra igualmente uma comparação entre os escoamentos monofásicos de água e de óleo pesado com o escoamento bifásico água-óleo pesado. Verificou-se que quando o óleo esco sem a presença do filme de água, existe uma diferença de pressão ( $\Delta P = 22889$  Pa), ou seja, 59 vezes maior do que a observada quando se emprega a técnica do *core-flow* ( $\Delta P = 388$  Pa). Este aumento de pressão pode está relacionado com o atrito causado pelo contato do óleo pesado com a parede interna da tubulação, haja vista que a viscosidade do óleo pesado é muito maior do que a da água. Portanto, pode-se afirmar que a técnica “*Core-Annular Flow*” proporciona uma considerável redução na perda de carga, ao ponto de se afirmar que: a diferença de pressão exercida no transporte de óleo pesado usando esta técnica é comparável àquela

exercida quando se escoam apenas água na tubulação ( $\Delta P = 69$  Pa), chegando apenas a 5,6 vezes maior do que o escoamento monofásico de água, comportamento este também observado por Bannwart (1998), Prada e Bannwart (2000), Vara *et al.* (2001) e Silva (2003).

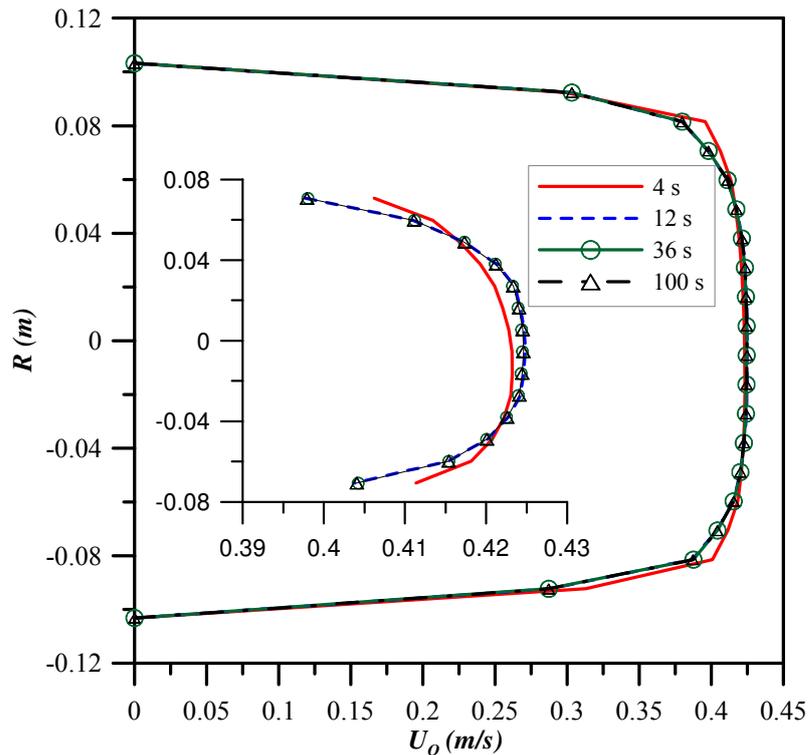


**Figura 4.10:** Comparação da queda de pressão entre os fluxos monofásicos da água, do óleo e o escoamento anular (core-flow) de água e óleo.

Nas Figuras 4.12 e 4.13 está ilustrada a evolução da distribuição radial das componentes axiais de velocidade do óleo pesado para diferentes tempos de processo nas posições um e dez metros da entrada da tubulação. Pode-se observar na Figura 4.12 que para tempos superiores a quatro segundos os perfis de velocidade são coincidentes e apresentam o comportamento pistonado na seção referente ao escoamento do núcleo de óleo, ratificando, assim, o comportamento observado na Figura 4.6. Além deste fato, pode-se afirmar que devido à formação do anel de água em torno do núcleo de óleo, existe uma redução significativa da perda de carga. Neste caso, o óleo apresentará praticamente a mesma velocidade da água na interface água-óleo pesado.



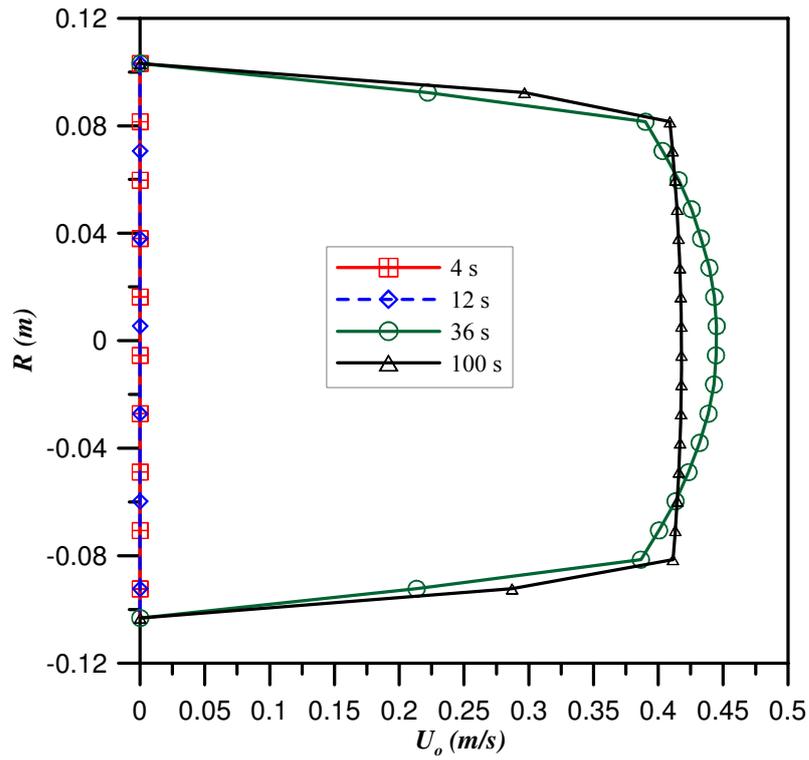
**Figura 4.11:** Representação da evolução do campo de fração volumétrica sobre o plano  $rz$  para diferentes tempos (Caso 8).



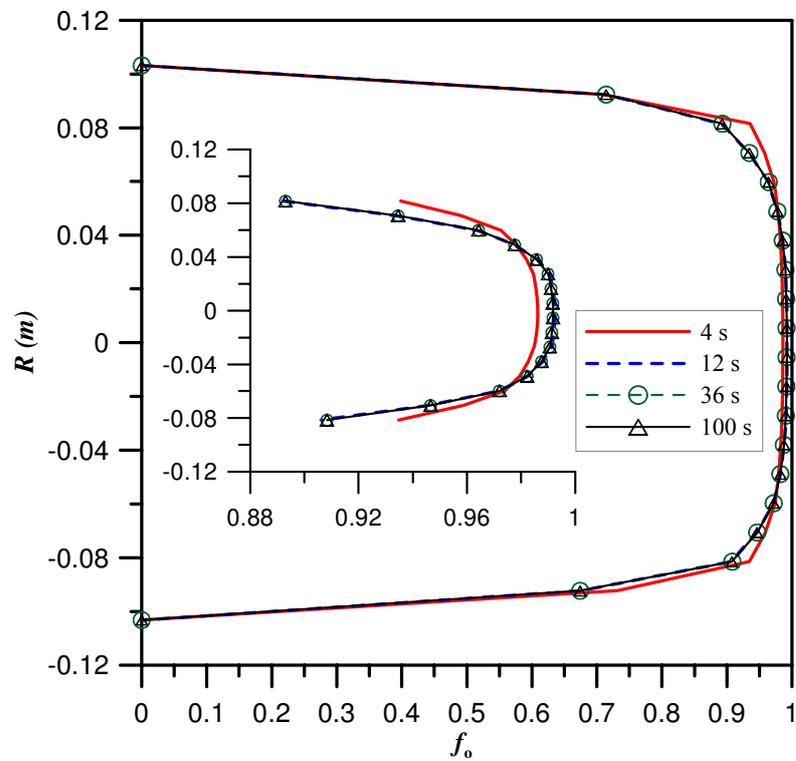
**Figura 4.12:** Perfis de velocidade do óleo na posição longitudinal igual a 1 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo.

Os resultados da Figura 4.13 ilustram que para os tempos de 4 e 12 segundos a velocidade do óleo é nula, o que induz a ausência de óleo na posição igual a 10 metros da entrada. Este fato é ratificado pela Figura 4.15, onde está representada a distribuição da fração volumétrica com o raio na mesma posição no tubo. De acordo com a Figura 4.11, por volta de 28 segundos, já se observava uma considerável concentração de óleo (fração volumétrica média de óleo pesado igual a 0,662) nesta mesma posição ( $z = 10$  m). Para tempos superiores observa-se a tendência do perfil de velocidade atingir o comportamento pistonado.

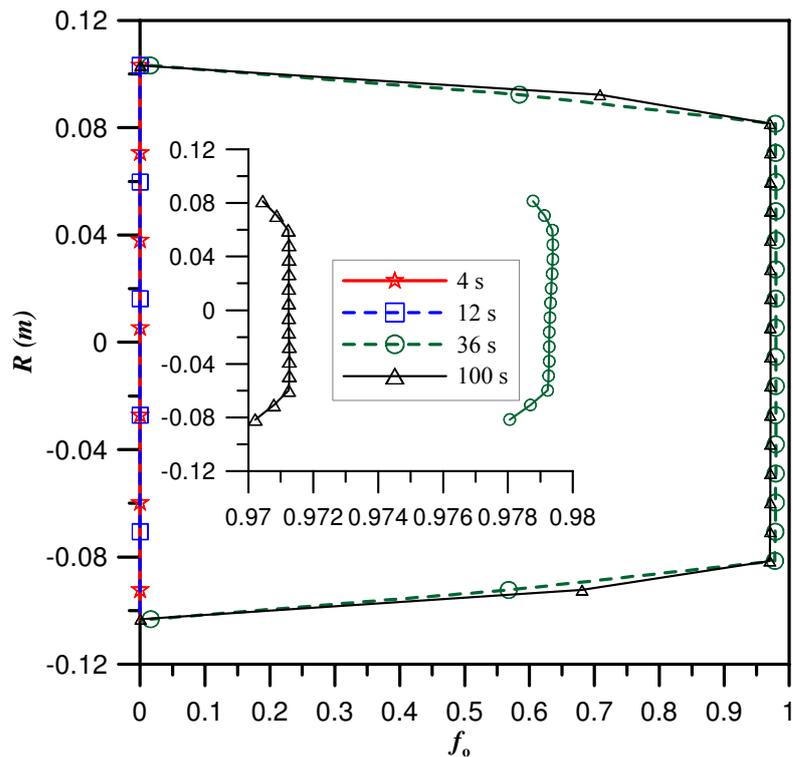
Ao se comparar as Figuras 4.14 e 4.15, que mostram a distribuição da fração volumétrica de óleo é possível constatar que no momento em que a fração volumétrica de óleo atinge um valor máximo e constante, não há praticamente nenhuma variação na concentração de óleo no núcleo.



**Figura 4.13:** Perfis de velocidade do óleo na posição longitudinal igual a 10 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo.



**Figura 4.14:** Distribuição da fração volumétrica do óleo na posição longitudinal igual a 1 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo.



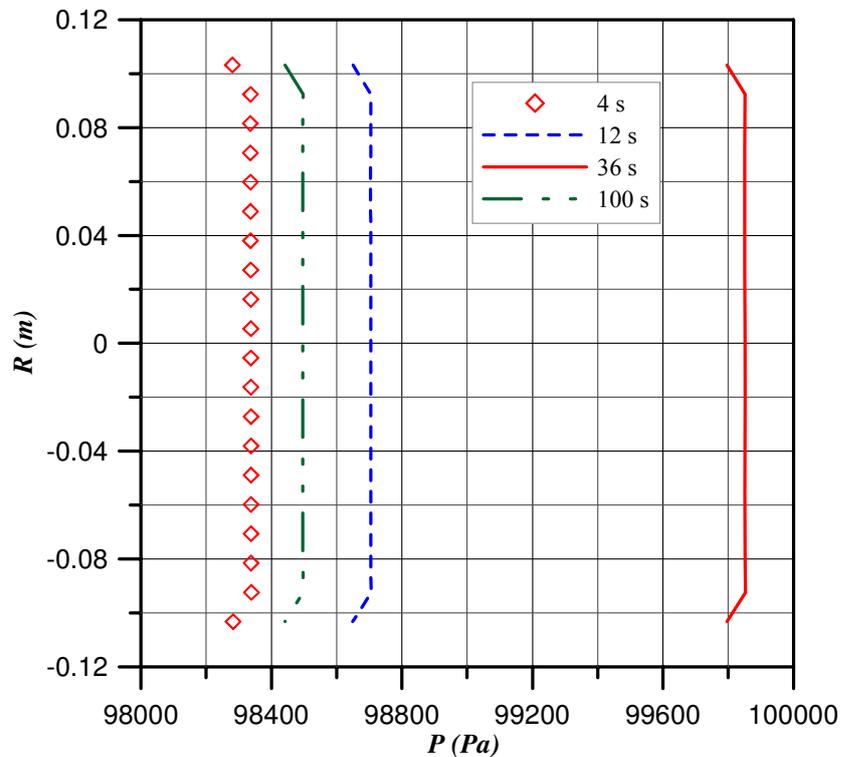
**Figura 4.15:** Distribuição da fração volumétrica do óleo na posição longitudinal igual a 10 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo.

Nas Figuras 4.16 e 4.17, referente ao caso 8, estão ilustrados os perfis de pressão ao longo do raio tomado nas posições a um e dez metros da entrada do tubo. Os resultados aqui apresentados põem em evidência três situações distintas (devendo-se ressaltar que inicialmente a tubulação estava preenchida com água):

- Quando não há praticamente óleo atravessando as seções transversais referentes às tomadas de pressão: quatro e doze segundos na Figura 4.17;
- No instante em que o óleo atinge estas seções, mas não há ainda a formação do filme de água em torno do núcleo de óleo, caracterizado por uma elevação da pressão: 4; 12 e 36 segundos na Figura 4.16 e, 36 segundos na Figura 4.17;
- No momento em que se forma a película de água em torno do núcleo de óleo (100 segundos em ambas as figuras) caracterizando, assim, a redução na perda de carga ou no atrito. Neste caso, diz-se que o escoamento anular foi atingido.

Outro ponto que merece destaque é o fato de que ao se atingir o escoamento anular, a pressão medida na seção a 10 metros da entrada (Figura 4.17) tem um valor muito próximo da situação em que há praticamente água atravessando esta seção. Este

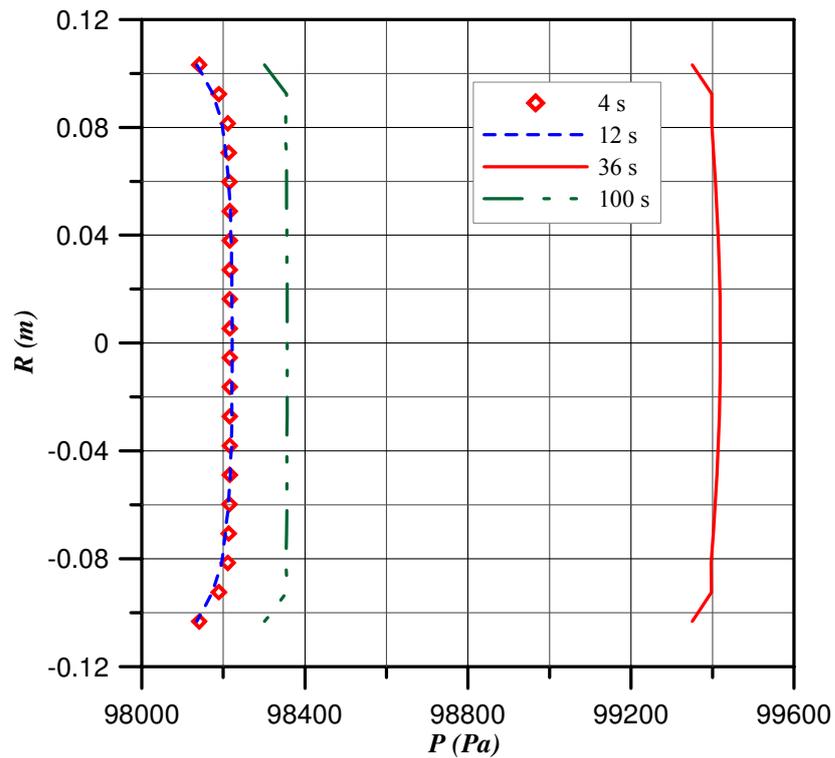
fato ratifica os resultados apresentados e comentados nas Figuras 4.10 e 4.11. Neste caso, pode-se concluir que a técnica do escoamento anular é de fundamental importância no transporte de óleos pesados em tubulações horizontais e verticais.



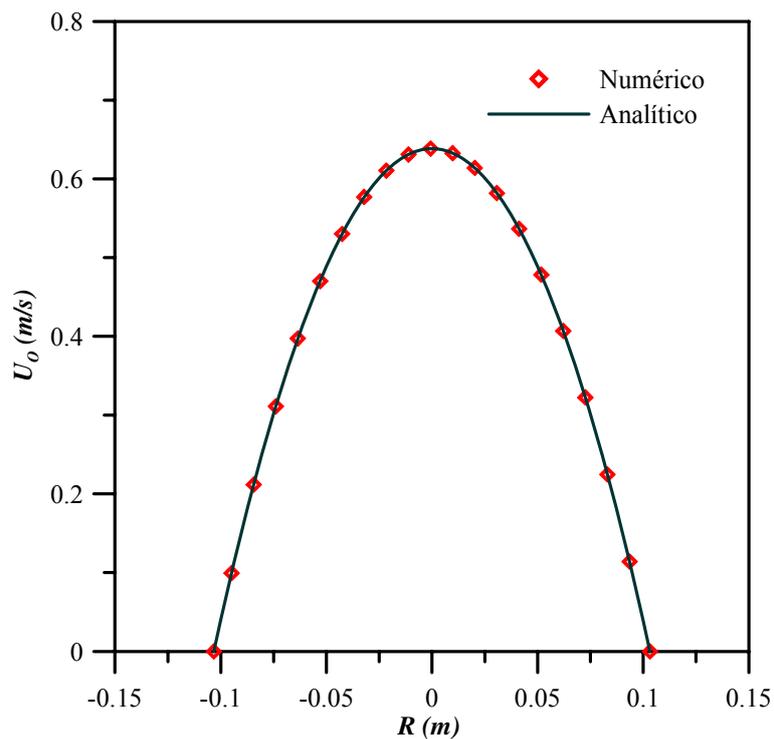
**Figura 4.16:** Distribuição da pressão na posição longitudinal igual a 1 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo.

Na Figura 4.18 apresenta-se uma comparação entre os perfis de velocidade no escoamento monofásico de óleo pesado, em  $z = 10$  m da entrada, obtida numericamente com aquela obtida via solução analítica disponibilizada na literatura (Bird *et al.*, 1960; Sisson e Pitts, 1972; Gomide, 1980). Verifica-se uma excelente concordância entre os resultados. Todavia, na comparação do escoamento monofásico de água, no regime turbulento, representado na Figura 4.19, foi constatado uma discrepância, o que pode está associada as incertezas da solução analítica (Bird *et al.*, 1960), bem como as incertezas do comprimento de entrada hidrodinâmico haja visto que o comprimento do duto é de apenas 15 m. De acordo com os trabalhos de Kay e Dedderman (1985) e Faccini *et al.* (2008), o escoamento estará totalmente desenvolvido quando o

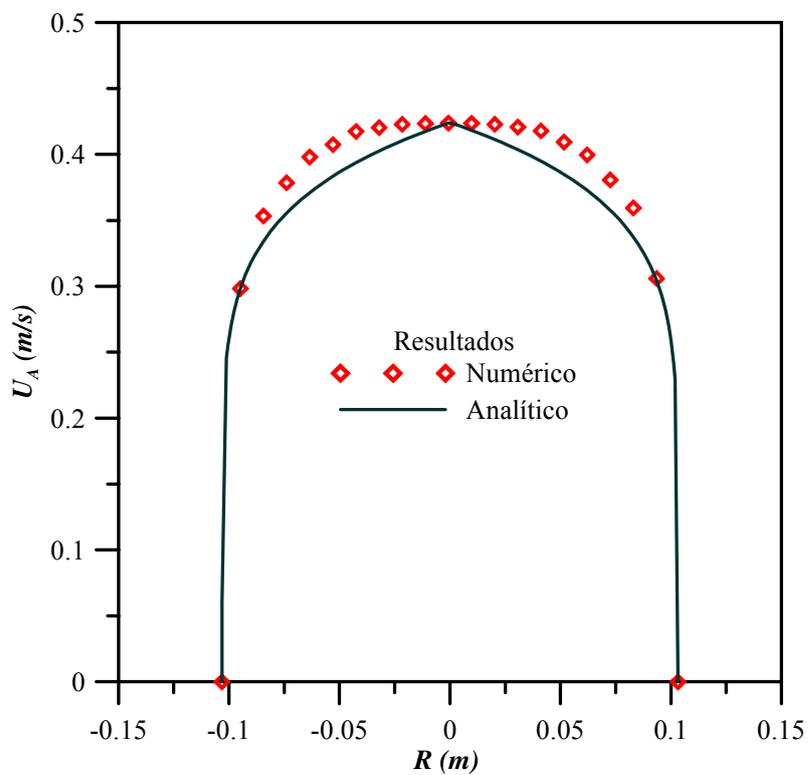
comprimento de entrada hidrodinâmico for  $l_e = 80D$  e  $\frac{l_e}{D} = 2,975 Re^{1/4}$ , para o regime de escoamento turbulento respectivamente. Ao se utilizar estas relações foram determinados os valores de  $l_e$  iguais a 16,5 m, para a primeira relação, e 10,3 m, para a segunda com  $Re = 7,9 \cdot 10^4$ , para um  $D = 0,2064$  m, evidenciando que todo escoamento está praticamente na região de entrada hidrodinâmica.



**Figura 4.17:** Distribuição da pressão na posição longitudinal igual a 10 m da entrada do tubo para diferentes tempos de processo.



**Figura 4.18:** Comparação entre os perfis de velocidade numéricos e analíticos ( $U_0 = 0,88$  e  $0,4$  m/s) do óleo a 10 m da entrada do tubo (regime laminar).



**Figura 4.19:** Comparação entre os perfis de velocidade numéricos e analíticos da água ( $U_A = 0,363$  e  $0,8$  m/s) a 10 m da entrada do tubo (regime turbulento).

## CAPÍTULO V

### CONCLUSÕES

Com os resultados numéricos da simulação de transporte de óleo pesado e ultraviscoso pode-se concluir que:

- Existe a presença de uma corrente de água nas proximidades da parede da tubulação formando uma película de água que envolve o núcleo de óleo escoando na região central da tubulação, caracterizando, assim, o escoamento anular ou “core-flow”;
- Foi observada uma redução na perda de carga de aproximadamente 59 vezes quando comparada com aquela obtida quando o óleo pesado escoava sozinho na tubulação (caso 8) onde as velocidades de óleo e água são 0,4 m/s e 0,8 m/s, na entrada do duto, respectivamente;
- Quarenta segundos após a água ser injetada no tubo, o padrão de escoamento converge rapidamente para o “Core-Annular Flow” e se mantém estável durante todo restante do tempo mantendo uma pressão relativamente baixa de 388 Pa (caso 8);

- A partir de uma razão de 0,98 entre as velocidades de entrada de água e de óleo pesado constatou-se que o “Core-Annular Flow” foi estabelecido;
- Foi constatada uma camada de mistura intermediária entre o filme de água e o núcleo de óleo com uma espessura de 1,7 cm onde a fração volumétrica de óleo varia entre 0,1 e 0,97;
- A fração volumétrica de óleo se manteve constante e igual 0,97 sobre a seção formada pelo núcleo de óleo com um diâmetro de 16,66 cm, para uma velocidade de óleo  $U_O = 0,4$  m/s e a velocidade de água  $U_A = 0,8$  m/s;
- Foi possível observar que a técnica de lubrificação parietal para o transporte de óleos pesados e ultraviscosos, proporcionou uma redução de aproximadamente 98% na perda de carga durante o escoamento.

## SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Avaliar o efeito da gravidade sobre o comportamento do escoamento anular ou “core-flow”;
- Avaliar a estabilidade do escoamento anular em função do comprimento da tubulação e na presença curvas angulares e bifurcações;
- Avaliar o efeito da forma do bico injetor (ou da seção de entrada) de água sobre o escoamento anular;
- Avaliar a dinâmica do escoamento anular “core-flow” no espaço tridimensional com tubos de comprimentos maiores;
- É preciso dar uma maior ênfase ao estudo do “Core-Annular Flow” ondulado, pois o comportamento das ondas tem uma importante influência na estabilidade do escoamento anular.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ANSYS, CFX-Theory Manual, (2005).
- [2] Arney, M. S.; Bai, R.; Guevara, E.; Joseph D. D.; Liu K. Friction Factor And Holdup Studies For Lubricated Pipelining, International Journal of Multiphase Flow vol. 19, N° 6, pp. 1061-1076 (1993).
- [3] Bai, R. Traveling Waves in a High Viscosity Ratio and Axisymmetric Core Annular Flow. These (Doctorate), Faculty of Graduate School of the University of Minnesota, Minnesota-USA (1995).
- [4] Bai, R.; Chen, K.; Joseph, D. D. Lubricated pipelining: Stability of Core-annular flow. Part. 5. Experiments and comparison with theory, Journal of Fluid Mechanical, vol. 240, pp. 97-132, (1992).
- [5] Bai, R.; Joseph, D. D. Steady Flow and Interfacial Shapes of a Highly Viscous Dispersed Phase. International Journal of Multiphase Flow, vol. 26, N° 9, pp. 1469–1491 (2000).
- [6] Bannwart, A. C. Modeling Aspects of Oil–Water Core–annular flows, Journal of Petroleum Science and Engineering, vol., 32, N° 2-4, pp. 127– 143 (2001).

- [7] Bannwart, A. C. Pressure Drop in Horizontal Core-annular flow. Third International Conference on Multiphase Flow (ICMF), Lyon, France, June 8-12 (1998).
- [8] Bensakhria, A.; Peysson, Y.; Antonini, G., Experimental Study of the Pipeline Lubrication for Heavy Oil Transport. Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, vol. 59, N°. 5, pp. 523-533 (2004).
- [9] Bird, R. B.; Stewart, W. E.; Lightfoot, E. N. Transport Phenomena. New York, Wiler International Edition (1960).
- [10] BPAMOCOALIVE, Statitical Review of Word Energy (2003), [http://www2.petrobras.com.br/espacocoenhecer/sobrepetroleo/origemperpectivas\\_reservas.asp](http://www2.petrobras.com.br/espacocoenhecer/sobrepetroleo/origemperpectivas_reservas.asp), acessado em 09/04/2008.
- [11] Brauner, N.; Ullmann, A.; Modelling of Gas Entrainment from Taylor Bubbles. Part A: Slug flow. International Journal of Multiphase Flow, vol. 30, N° 3, pp. 239–272 (2004a).
- [12] Faccini, J.L.H.; Cesar, S.B.G.; Coutinho, J.A.; Freitas, S.C.; Addor, P.N., Dimensionamento de Uma Seção de Testes de Simulação de Escoamentos Bifásicos Água-Ar, [http://www.instec.cu/e-books/LIBROS/Rq/enfir/R02/R02\\_096.PDF](http://www.instec.cu/e-books/LIBROS/Rq/enfir/R02/R02_096.PDF), Acesso em 15/10/2008.
- [13] Farias, P. M., Estudo Teórico da Termofluidodinâmica em Secadores Ciclônicos. 131p. Tese (Doutorado em Engenharia de Processos), Universidade Federal de Campina Grande (2006).
- [14] Huang, A.; Christodoulou, C.; Joseph, D. D., Friction Fractor and Holdup Studies for Lubricated Pipelining-II, Laminar and  $\kappa$ - $\varepsilon$  Models of Eccentric Core-flow, , International Journal of Multiphase Flow, vol. 20, N° 3, pp. 481-491 (1994).
- [15] Isaacs, J.D. Speed, J.B. Method of Piping Fluids.US Patent N° 759374 (1904).
- [16] Joseph, D. D. Viscous Potential Flow. Journal Fluid Mechanical, vol. 479, pp. 191–197 (2003).

- [17] Joseph, D. D., Bai, R., Chen, K. P., Renardy, Y. Y., Core-annular flows. Annual Reviews Fluid Mechanical, vol. 29, pp.65–90 (1997).
- [18] Kay, J.M.; Nedderman, R.M, Fluid Mechanics and Transfer Processes, Cambridge University Press, Cambridge, (1985).
- [19] Ko, T.; Choi, H. G.; Bai, R.; Joseph, D.D. Finite Element Method Simulation of Turbulent Wavy Core–annular flows Using a  $k-\omega$  Turbulence Model Method. International Journal of Multiphase Flow, vol. 28, N° 7, pp. 1205–1222 (2002).
- [20] Lima, M. G. S., Estudo Teórico/Experimental de um Reator UASB Tratando Águas Residuárias Doméstica. 164 p. Tese (Doutorado em Engenharia de Processos), Universidade Federal de Campina Grande (2008).
- [21] Marinho, J. L. G., Estudo do Escoamento Multifásico Tipo Bolha de Taylor em Conexões Curvadas. 115 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Departamento de Engenharia Química, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande (2008).
- [22] Muniz, A. R.; Argimiro, R. S; Nilo, S. M. C. Uma Nova Metodologia para a Simulação de Escoamentos de Fluidos Viscoelásticos, Relatório técnico, Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, (2005).
- [23] Oliemans, R.V.A.; Ooms, G.; Wu, H.L.; Duijvestijn. A., The Core-annular Oil/Water Flow Turbulent-Lubricating-Film Model and Measurements in a 5 cm Pipe Loop. International Journal Multiphase Flow, vol. 13, N° 1, pp. 23-31 (1987).
- [24] Olsen, D. K. and Ramzel, E. B. Heavy oil refining and transportation: Effect on The feasibility of increasing domestic heavy oil production. Fuel, vol. 71, N° 12, pp.1391-1401, december 1992.
- [25] Ooms, G.; Poesio, P., Stationary Core-annular flow Through a Horizontal Pipe. Physical Review, vol. 68 (2003).

- [26] Ooms, G.; Segal, A.; Van Der Wees, A. J.; Meerhoff, R.; Oliemans, R. V. A. A Theoretical Model For Core-Annular Flow Of a Very Viscous Oil Core and a Water Annulus Through a Horizontal Pipe. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 10, N° 1, pp. 41-60 (1984).
- [27] Ooms, G.; Vuik, C.; Poesio, P., Core-annular flow Through a Horizontal Pipe: Hydrodynamic Counterbalancing of Buoyancy Force on Core. *Physics of Fluids*, vol. 19, N° 092103 (2007).
- [28] Paladino, E. E. Estudo do escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do tipo Pressão Diferencial, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, (2005).
- [29] Prada, J. W. V.; Bannwart, A. C. Pressure Drop in Vertical Core-Annular Flow, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Água de Lindóia, São Paulo (1999).
- [30] Prada, J., W., V.; Bannwart, A., C., Modeling of Vertical Core Annular Flows and Application to Heavy Oil Production. *Energy for the New Millenium* February 14-17, New Orleans, LA. Proceedings of ETCE/OMAE (2000).
- [31] Preziosi, L.; Chen, K.; Joseph, D., D., Lubricated Pipelining: Stability of Core-Annular Flow. *Journal Fluid Mechanical*, vol., 201, pp. 323-356 (1989).
- [32] Rodriguez, O. M. H.; Bannwart, A.C. Analytical Model for Interfacial Waves in Vertical Core-flow. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 54, N° 3-4, pp. 173–182, (2006a).
- [33] Rodriguez, O. M. H.; Bannwart, A.C. Experimental Study on Interfacial Waves in Vertical Core-flow. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 54, N° 3-4, pp. 140–148, (2006b).
- [34] Silva, R.C.R. Alteração da Molhabilidade de Superfícies Internas de Tubulações Utilizadas no Transporte de Óleos Pesados Via Core-flow. Dissertação (Mestrado em ciências e Engenharia de Petróleo) – Universidade Estadual de Campinas São Paulo, (2003).

- [35] Silva, R.C.R.; Mohamed, R.S.; Bannwart, A.C., Wettability Alteration of Internal Surfaces of Pipelines for use in the Transportation of Heavy Oil Via Core-flow. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 51, N° 1-2, pp. 17– 25, (2006).
- [36] Vanaparthi, S.H.; Meiburg, E., Variable Density and Viscosity, Miscible Displacements in Capillary Tubes. *European Journal of Mechanics B/Fluids*. Vol. 27, pp. 268-289, (2008).
- [37] Vara, R.M.O., Hidrodinâmica do Escoamento Bifásico Água/Óleo Pesado em um Tubo Horizontal, 182 p. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade Engenharia Macânica, Instituto de Geociências (2001).