



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



Estudo Numérico da Lubrificação de Risers Submersos Para o Transporte de Óleos Pesados

Autor: Jobsan Sueny de Sousa Santos
Orientador: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto
Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Campina Grande, Novembro de 2009

Paraíba - Brasil

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

**Estudo Numérico da Lubrificação de Risers Submersos Para o
Transporte de Óleos Pesados**

Autor: Jobsan Sueny de Sousa Santos
Orientadores: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto
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, Novembro de 2009
PB-Brasil



FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCC

S237e
2009

Santos, Jobsan Sueny de Sousa

Estudo numérico da lubrificação de risers submersos para o transporte de óleos pesados / Jobsan Sueny de Sousa Santos. - Campina Grande, 2009. 58f. : il. color.

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

Referências.

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

1. Óleo Pesado. 2. Perda de Carga. 3. Escoamento Não-Isotérmico. 4. Core-Flow. 5. Simulação Numérica. 1. Título.


CDU 62-634.2(043)

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

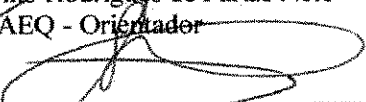
Dissertação

**Estudo Numérico da Lubrificação de Risers Submersos Para o
Transporte de Óleos Pesados**

Dissertação avaliada em 13 de novembro de 2009




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



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

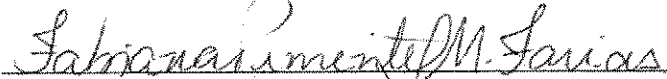


Prof. Dr. Geraldo Dantas Silvestre Filho
UFPB/CT/DTQA – Examinador Externo



Dr^a. Kelen Cristina Oliveira Crivelaro

UFCG/CCT/UAEM – Examinadora Externa



Dr^a. Fabiana Pimentel Macêdo Farias

UFCG/CCT/UAEM – Examinadora Externa

Campina Grande, Novembro de 2009

PB-Brasil

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a meus queridos pais Carmelita Rosalina dos Santos e João Delfino de Sousa.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais.

Às minhas irmãs e irmãos.

A meu namorado, Leonildo, grande amigo e companheiro.

Ao Professor Severino Rodrigues de Farias Neto que foi meu orientador e esteve sempre disposto a ajudar nesta longa caminhada.

A meu grande colaborador e amigo Acto de Lima Cunha, por sua paciência e disposição em me ensinar os princípios básicos do programa Ansys CFX 11.

Às minhas amigas Josedite Saraiva de Souza e Marcella Feitosa de Figueiredo, pela força e ajuda de sempre.

Ao Professor Antonio Gilson Barbosa de Lima pela orientação, sugestões e ensinamentos dados.

Ao CNPq, FINEP, PETROBRAS, PRH-25 (ANP) pelo apoio financeiro na realização deste trabalho.

A CAPES pela concessão da bolsa de estudo.

RESUMO

SANTOS, Jobsan Sueny de Sousa, *Estudo Numérico da Lubrificação de Risers Submersos para o Transporte de Óleos Pesados*, Campina Grande: Pós-Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal de Campina Grande, 2009. 58 p. Dissertação (Mestrado)

A proposta do presente trabalho é estudar numericamente o escoamento de óleos pesados em risers submersos, tipo catenária, usando a técnica do *core-flow* e o ANSYS CFX 11[®]. O modelo matemático transiente e não isotérmico considera o modelo de superfície livre para descrever o escoamento bifásico (água-óleo pesado) considerando regime laminar para fase água e regime turbulento para fase óleo (modelo de turbulência $k-\epsilon$). Os resultados da velocidade, pressão, temperatura e fração volumétrica são apresentados e analisados. A queda de pressão de 3,34 vezes maior do que a observada no escoamento monofásico (óleo pesado) baseado na pressão total. Este baixo valor quando comparado com o observado na literatura foi atribuída a presença de regiões de aderência ao longo da catenária e a alta viscosidade da água produzida usada nas simulações.

Palavras-Chave:

Óleo pesado, perda de carga, escoamento não-isotérmico, *core-flow*, simulação numérica

ABSTRACT

SANTOS, Jobsan Sueny de Sousa, *Numerical Study of the Lubrification of Submerged Risers for the Heavy Oil Transportation*, Campina Grande: Chemical Engineering Post-Graduate, Federal University of Campina Grande, 2009. Master of Science.

The proposes of this work is to study numerically the heavy oil flow in submerged risers, catenary type, using core-flow technique and ANSYS CFX 11[®]. The transient and non-isothermal mathematical model considers free surface model to describe two-phase flow (water-heavy oil) by considering laminar flow for heavy oil and turbulent flow to water phase (k- ϵ turbulence model). Results of velocity, pressure, temperature and volumetric fraction distribution was presented and analyzed. The pressure drop of 3,34 times more than that obtained in a single phase flow (heavy oil) based on the total pressure. This lower value when compared with the available in the literature, was attributed to the presence of regions of adherence along catenary surface and the high viscosity of the produced water used in the simulation.

Key-words:

Heavy oil, Pressure drop, Non-isothermal, Core-flow, Numerical simulation

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivo principal.....	2
1.2	Objetivos específicos.....	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Óleos Pesados.....	4
2.1.1	Técnicas de produção.....	6
2.1.2	Técnicas de transporte.....	6
2.2	Escoamento Anular	8
2.2.1	Estabilidade do Escoamento Anular.....	10
2.2.2	Escoamento Anular Perfeito	10
2.2.3	Escoamento Anular Ondulado.....	11
3	METODOLOGIA	16
3.1	Descrição do Problema	16
3.2	Modelagem Matemática	17
3.2.1	Equações Governantes.....	17
3.2.2	Condições iniciais e de contorno.....	21
3.2.3	Propriedades físico-química dos fluidos.....	22
3.2.4	Geração da malha	23
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	28
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	52

5.1	Conclusões.....	- 52 -
5.2	Sugestões.....	- 54 -
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	- 55 -

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Distribuição das reservas de óleos pesados nos continentes.....	6
Figura 2.2: Ilustração da cabeça-de-poço submarina, plataforma operacional e de tubulações ou <i>risers</i> utilizados no transporte de óleo pesados.....	7
Figura 2.3: Variação da queda de pressão em função do aumento da velocidade de água U_A	9
Figura 2.4: Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre o plano rz referente ao padrão de escoamento <i>core-flow</i>	12
Figura 2.5: Amplitude da onda em função da razão de velocidades superficiais óleo/água (u_o/u_w)	14
Figura 2.6: Comprimento da onda em função da razão de velocidades superficiais óleo-água para diferentes vazões de água.....	15
Figura 3.1: Representação da catenária usada neste trabalho com as respectivas dimensões.....	16
Figura 3.2: Representação da malha tridimensional da catenária e detalhes das regiões de entrada, de saída e centro da catenária.....	24
Figura 3.3: Representação da malha da catenária sobre o plano YZ e detalhes das regiões de entrada, de saída e centro da catenária.....	25

Figura 4.1: Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 1) para uma temperatura de entrada do óleo pesado, T_o , igual a 323 K	29
Figura 4.2: Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 3) para uma temperatura de entrada do óleo pesado, T_o , igual a 423 K	30
Figura 4.3: Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 5) para uma temperatura de entrada do óleo pesado, T_o , igual a 523 K	31
Figura 4.4 –(a) Campo de fração volumétrica referente à Figura 4.2.b; (b) campo vetorial de velocidade superficial da água; (c) detalhe do campo vetorial em destaque, sobre o plano yz em um trecho da catenária (Caso 3).....	32
Figura 4.5 –(a) Campo de fração volumétrica referente à Figura 4.2.c; (b) campo vetorial de velocidade superficial da água; (c) detalhe do campo vetorial em destaque, sobre o plano yz em um trecho da catenária (Caso 3).....	32
Figura 4.6: Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre a parede da catenária em $t = 60$ s para diferentes temperaturas de entrada do óleo pesado (a) 323 K (Caso 1); (b) 423 K (Caso 3) e (c) 523 K (Caso 5).....	34
Figura 4.7: Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre a parede da catenária em $t = 60$ s para diferentes velocidades de injeção de água na catenária (a) 1,9 m/s (Caso 3), (b) 2,4 m/s (Caso 7) e (c) 3,5 m/s (Caso 9).....	35
Figura 4.8: Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre a parede da catenária em $t = 60$ s para diferentes velocidades de injeção de óleo na catenária (a) 0,2 m/s (Caso 13), (b) 0,9 m/s (Caso 10) e (c) 1,2 m/s (Caso 3).....	36
Figura 4.9: Queda de pressão na catenária em função do aumento da velocidade do óleo, u_o , em $t = 60$ s.....	38
Figura 4.10: Queda de pressão na catenária em função do aumento da velocidade de água, u_w , em $t = 60$ s.....	39
Figura 4.11: Queda de pressão em função da temperatura do óleo na entrada da catenária, para velocidades de entrada do óleo ($u_o = 1,2$ m/s) e da água ($u_w = 1,9$ m/s) constantes.....	39

Figura 4.12: Evolução da fração volumétrica do óleo pesado sobre o plano yz da catenária para $u_w = 1,9$ m/s e $u_o = 0,2$ m/s em diferentes tempos (Caso 13).....	41
Figura 4.13: Evolução da fração volumétrica do óleo pesado sobre o plano yz da catenária para $u_w = 1,9$ m/s e $u_o = 1,2$ m/s em diferentes tempos (Caso 3).....	42
Figura 4.14: Evolução da fração volumétrica do óleo pesado sobre o plano yz da catenária para $u_w = 3,5$ m/s e $u_o = 2$ m/s para diferentes tempos (Caso 9).....	43
Figura 4.15: Comparação da queda de pressão entre os escoamentos monofásicos da água e do óleo com o escoamento anular (<i>core-flow</i>) água-óleo (Caso 3).....	44
Figura 4.16: Comportamento da queda de pressão do escoamento anular (<i>core-flow</i>) água-óleo quando se varia a velocidade de entrada da água, u_w	46
Figura 4.17: Comportamento da queda de pressão do escoamento anular (<i>core-flow</i>) água-óleo quando se varia a velocidade de entrada do óleo, u_o	47
Figura 4.18: Comportamento das razões de ΔP (monofásico óleo pesado) e ΔP (monofásico água) com relação a ΔP_{cf} (<i>core-flow</i>) em função da temperatura de entrada do óleo pesado na catenária (Casos 1-5)	48
Figura 4.19: Campo de temperatura do óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 5) para uma temperatura de entrada do óleo pesado, T_o , igual a 523 K.....	49
Figura 4.20: Campo de viscosidade dinâmica do óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 5) para uma temperatura de entrada do óleo pesado, T_o , igual a 523 K.....	50
Figura 4.21: Campo de pressão do escoamento anular (<i>core-flow</i>) na catenária sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 5) e temperatura de entrada do óleo pesado, T_o , igual a 523 K.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Classificação do petróleo de acordo com o °API	5
Tabela 2.2: Distribuição de óleos não convencionais no mundo	5
Tabela 3.2: Casos avaliados usando a técnica de <i>core-flow</i>	26
Tabela 3.3: Casos avaliados para os escoamentos monofásicos água e óleo	27
Tabela 4.1: Somatório das frações volumétricas de óleo e de água sobre a superfície da catenária, nas mesmas condições de temperatura	37

NOMENCLATURA

Letras Latinas

$A_{\alpha\beta}$	Densidade de área interfacial	[-]
a	Parâmetro da equação da catenária	[-]
a_l	Parâmetro do fator de fricção interfacial	[-]
C_1	Constante do modelo $k-\varepsilon$	[-]
C_2	Constante do modelo $k-\varepsilon$	[-]
c_μ	Constante do modelo $k-\varepsilon$	[-]
c_α	Constante do modelo $k-\varepsilon$	[-]
C_D	Coefficiente de arraste	[-]
$d_{\alpha\beta}$	Coefficiente de escala de comprimento de mistura.	mm
D	Arraste total	N
D_1	Diâmetro interno do tubo	Cm
D_2	Diâmetro externo do tubo	Cm
f_α	Fração volumétrica da fase α	[-]
g	Aceleração da gravidade terrestre	m.s^{-2}
G_α	Geração de energia cinética turbulenta no interior da fase α	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-3}$
h_α	Entalpia estática	J.kg^{-1}
$h_{\alpha\beta}$	Coefficiente de transferência de calor global	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
k_α	Energia cinética turbulenta para fase α	$\text{m}^2.\text{s}^{-2}$

l_α	Escala de comprimento espacial	m
M_α	Força de arraste interfacial	N.m ⁻²
n_i	Parâmetro do fator de fricção interfacial	[-]
$Nu_{\alpha\beta}$	Número de Nusselt da mistura	[-]
p	Pressão	Pa
q	Vazão volumétrica	m ³ .s ⁻¹
q_α	Escala de velocidade	m.s ⁻¹
Q_α	Transferência de calor interfacial da fase α através da interface com outra(s) fase(s)	W.m ⁻²
$Q_{\alpha\beta}$	Taxa de transferência de calor por unidade de tempo da fase β para a fase α	W.m ⁻² .s ⁻¹
$Q_{\beta\alpha}$	Taxa de transferência de calor por unidade de tempo da fase α para a fase β	W.m ⁻² .s ⁻¹
S_α	Termo fonte de energia	
$S_{MS\alpha}$	Fonte de massa	N.m ⁻³
S_M	Fonte de momento devido à força de corpo externa	N
t	Tempo	s
T_α	Temperatura da fase alfa	K
T_β	Temperatura fase beta	K
\vec{U}_α	Vetor velocidade da fase alfa	m.s ⁻¹
\vec{U}_β	Vetor velocidade da fase beta	m.s ⁻¹

Letras Gregas

	Ângulo de inclinação da tubulação	°
Γ	Taxa de fluxo mássico por unidade de volume	kg.s ⁻¹ m ⁻³
α, β	Fases envolvidas	[-]
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta	J/s
ρ_1	Densidade do óleo	kg.m ⁻³
ρ_2	Densidade da água	kg.m ⁻³

$\rho_{\alpha\beta}$	Densidade de mistura	kg.m^{-3}
ρ_{α}	Densidade da fase α	kg.m^{-3}
μ	Viscosidade cinemática	Pa.s
μ_1	Viscosidade do óleo	Pa.s
μ_2	Viscosidade da água	Pa.s
μ_{α}	Viscosidade da fase α	Pa.s
$\mu_{t\alpha}$	Viscosidade turbulenta	Pa.s
σ_k	Constante do modelo k- ϵ	$[-]$
σ_{ϵ}	Constante do modelo k- ϵ	$[-]$
λ_{α}	Condutividade térmica	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
$\Gamma_{\alpha\beta}$	Termo de difusividade	$\text{kg.s}^{-1}.\text{m}^{-3}$
$\Gamma_{\alpha\beta}^+$	Taxa de fluxo mássico por unidade de volume da fase β para a fase α	$\text{kg.s}^{-1}\text{m}^{-3}$
$\Gamma_{\beta\alpha}^+$	Taxa de fluxo mássico por unidade de volume da fase α para a fase β	$\text{kg.s}^{-1}\text{m}^{-3}$

1 INTRODUÇÃO

Os óleos pesados e ultra-pesados caracterizam-se pela alta viscosidade e altas densidades em relação ao óleo convencional, além de proporcionar resistência ao fluxo. Esses óleos surgiram em formações rochosas profundas e migraram para a região da superfície onde sofreram ação das bactérias, degradação pela intempérie e mudança de fase dos hidrocarbonetos leves. Eles são ricos em metais pesados e apresentam altos teores de carbono e enxofre, o que encarece seu refino. Embora sua produção seja competitiva, levando-se em consideração os preços atuais do petróleo, eles são vendidos a valores inferiores ao convencional em consequência dessa dificuldade de processamento pelas refinarias. Por outro lado, o acesso às fontes de óleos leves é cada vez mais difícil, fato esse que vêm motivando as empresas petrolíferas a aumentar a produção de óleos pesados e ultraviscosos.

A elevação e o transporte são grandes desafios das empresas e de pesquisadores, como uma seqüência à produção dos reservatórios petrolíferos. O transporte desses óleos em longas linhas terrestres e/ou submarinas, por exemplo, leva a uma série de desafios tecnológicos, visando à redução dos efeitos viscosos, alta confiabilidade e baixo índice de falhas. Destacam-se as técnicas de adição de calor, diluição com óleo mais leve, formação de emulsões e lubrificação das paredes da tubulação com um fluido de menor viscosidade, as quais têm por objetivo a redução da perda de carga ao longo do conduto. Nos últimos anos a técnica de lubrificação parietal ou técnica de escoamento anular ou *core annular flow* ou, simplesmente, *core-flow* tem tido uma atenção especial dos pesquisadores, em virtude de suas características de redução na perda de carga. Essa técnica permite uma importante redução nas perdas de carga no transporte de óleos pesados e ultraviscosos através de tubulações (Bai *et al.*, 1991;

Prada e Bannwart, 2000; Bensakhria *et al.*, 2004; Ooms *et al.*, 2007; Andrade, 2008; Damacena, 2009). Esta técnica é baseada na injeção de um fluido de baixa viscosidade, susceptível a formar uma camada parietal entre a parede do conduto e o óleo viscoso. A deformação do fluido se faz preferencialmente na camada parietal de baixa viscosidade, proporcionando assim uma redução da perda de carga global durante o transporte (Ooms *et al.*, 1984; Bai *et al.*, 1991; Prada e Bannwart, 2000; Prada e Bannwart, 2001; Bensakhria *et al.* 2004; Andrade, 2008).

A principal dificuldade de aplicação ou utilização desta técnica (*core-flow*) é impedir que o filme de água, formado entre a parede do conduto e o núcleo de óleo, se desfaça, levando o óleo a manter contato com a parede do tubo. Isto ocasionaria um aumento brusco na perda de carga, conduzindo, na maioria das vezes, ao rompimento ou estouro da tubulação (Prada e Bannwart, 1999; Trevisan, 2003). Observa-se ainda na literatura que, a maioria dos trabalhos, ao empregar essa tecnologia para o transporte de óleos pesados e ultraviscosos, tem focado suas atenções em suposições experimentais e que apresentam uma modelagem matemática simples baseada em correlações, a exemplo de Arney *et al.* (1993); Prada e Bannwart (2000) e Bensakhria *et al.* (2004). Com base nestas informações pretende-se dar uma contribuição na área de escoamento de fluidos petrolíferos, em especial ao escoamento bifásico água-óleo pesado e ultraviscoso.

1.1 OBJETIVO PRINCIPAL

Investigar numericamente o escoamento não-isotérmico de óleos pesados e ultraviscosos em *risers* submersos tipo catenária empregando a tecnologia de *Core Annular Flow* (CAF).

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Modelar matematicamente o escoamento bifásico não isotérmico água-óleo pesado e ultraviscoso tipo “*core-flow*”.
- Simular a distribuição de velocidade, pressão, fração de vazios e temperatura dos fluidos ao longo de uma linha de produção submarina.
- Avaliar numericamente a redução das perdas por atrito em *risers* submersos tipo catenária, com ou sem a lubrificação parietal.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Óleos Pesados

Desde o século passado o petróleo tem sido o grande propulsor da economia mundial, todavia sua participação vem sofrendo um decréscimo com o passar do tempo e ainda representa atualmente, segundo Mothé e Silva Junior (2008), cerca de 40 % da participação no consumo energético mundial, principalmente no transporte e geração de energia elétrica.

Na natureza há vários tipos de óleos e dependendo de sua densidade e viscosidade, podem ser classificados em óleos leves ou pesados e ultraviscosos. A densidade tem um papel fundamental no refino, enquanto que a viscosidade influencia diretamente no transporte e conseqüentemente no comportamento do seu escoamento no reservatório e nas tubulações. Uma vez que a viscosidade é bastante dependente da temperatura, a classificação do óleo é feita a partir da sua densidade; tal classificação normalmente é expressa pelo grau API (American Petroleum Institute), conforme ilustra a Tabela 2.1.

Os óleos pesados têm, em geral, mais de 15 átomos de carbono por molécula e ponto de ebulição bem maior que os óleos leves, possuem baixo grau API (que de acordo com o órgão e país mudam de valor de referência, conforme Tabela 2.1), alta viscosidade (100 - 10000 cP) e grandes quantidades de resíduos de carbono, asfaltenos, enxofre, nitrogênio, metais pesados, aromáticos e/ou parafinas. Estas características favorecem a altos custos dos processos de exploração e refino, principalmente devido ao enxofre, por ser um contaminante altamente complexo. O refino desses óleos resulta

em menores quantidades de GLP, gasolina, querosene e diesel, diminuindo seu valor comercial; a alta viscosidade eleva os custos de produção. Portanto, esta combinação o deixa em desvantagem em relação aos óleos leves.

De acordo com Curtis *et al.* (2002) as estimativas de reservas dos óleos não convencionais no planeta variam entre 6 a 9 trilhões de barris.

Sua distribuição e quantidade em relação às reservas comprovadas giram em torno dos 550 bilhões de barris, conforme pode ser observado na Tabela 2.2 ou graficamente na Figura 2.1.

Tabela 2.1 – Classificação do petróleo de acordo com o °API (Fonte: Monthé e Silva Junior, 2008)

Orgão	°API (Grau API)			
	óleo leve	óleo médio	óleo pesado	óleo ultra-pesado
Governo de Alberta /Canadá ⁽¹⁾	≥34	25-34	10-25	≤10
Departamento de Energia dos Estados Unidos ⁽²⁾	≥35,1	25-35,1	10-25	≤10
OPEP ⁽³⁾	≥32	26-32	10,5-26	≤10,5
Petrobras offshore ⁽⁴⁾	≥32	19-32	14-19	≤14
Petrobras onshore ⁽⁴⁾	≥32	18-32	13-18	≤13
ANP/Brasil ⁽⁵⁾	≥31,1	22,3-31,1	12-22,3	≤12

Fonte: (1) Governo do estado de Alberta, Canadá. WWW.gov.ab.ca; (2) Departamento de Energia dos Estados Unidos. WWW.energy.gov; (3) Organização dos Países Exportadores de Petróleo. WWW.opec.org; (4) Petróleo Brasileiro S. A. www.petrobras.com.br; (5) Agência Nacional do Petróleo. WWW.anp.gov.br

Tabela 2.2 – Distribuição de óleos não convencionais no mundo (Fonte: Monthé e Silva Junior, 2008).

Contínente/Região	Quantidade (bilhões de barris)
Oriente Médio	98,56
Europa/Eurásia	23,07
Ásia-Pacífico	37,35
América do Sul, Central e Caribe	334,94
África	9,04
América do Norte	44,54
Total	547,50

2.1.1 Técnicas de produção

Assim, a busca de tecnologias que propiciem uma produção eficiente nos campos de óleos pesados e ultraviscosos tem sido uma das metas de pesquisadores e engenheiros. Dentre as diferentes técnicas destacam-se: a injeção de diluentes ou soluções de surfactantes e os métodos térmicos (injeção de vapor e a combustão *in situ*). O primeiro consiste em diminuir a viscosidade do óleo por meio da injeção de óleo mais leve. Esta técnica requer grandes quantidades de óleos leves nas proximidades da área de produção, o que encarece e dificulta sua aplicação. No caso, dos métodos térmicos, exige-se uma grande quantidade de energia na forma de vapor, visando reduzir a viscosidade e, por conseguinte, seu deslocamento no reservatório.

A injeção de soluções surfactantes, por sua vez, provoca a emulsificação do óleo, levando então a problemas futuros relacionados ao tratamento do óleo como a quebra das emulsões e micro-emulsões formadas.

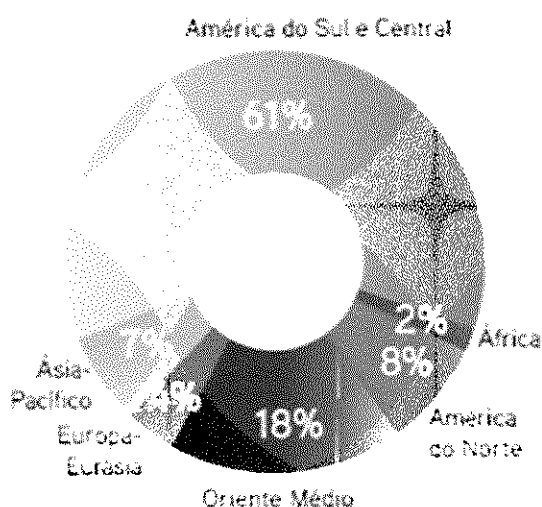


Figura 2.1 – Distribuição das reservas de óleos pesados nos continentes (Fonte: Monthé e Silva Junior, 2008)

2.1.2 Técnicas de transporte

O transporte de óleos pesados através de tubulações ou *risers* submersos, como ilustrado na Figura 2.2, pode ser realizado por diferentes técnicas:

- a) Pré-aquecimento do óleo pesado visando reduzir a sua viscosidade e com isto uma redução na pressão de bombeamento;
- b) Aquecimento externo visando manter uma temperatura constante ao longo da tubulação por meio do bombeamento de um líquido quente através do espaço anular formado entre o oleoduto e o tubo externo.
- c) Emulsões de óleo em água, que consiste basicamente em adicionar soluções surfactantes (diluídas aproximadamente a 10%), e em seguida água, de forma a proporcionar uma emulsão transportável com aproximadamente 65% de óleo pesado.
- d) Injeção de água por meio de bicos injetores, visando proporcionar um anel lubrificante nas proximidades da parede da tubulação e fazendo com que o óleo pesado escoe no núcleo.

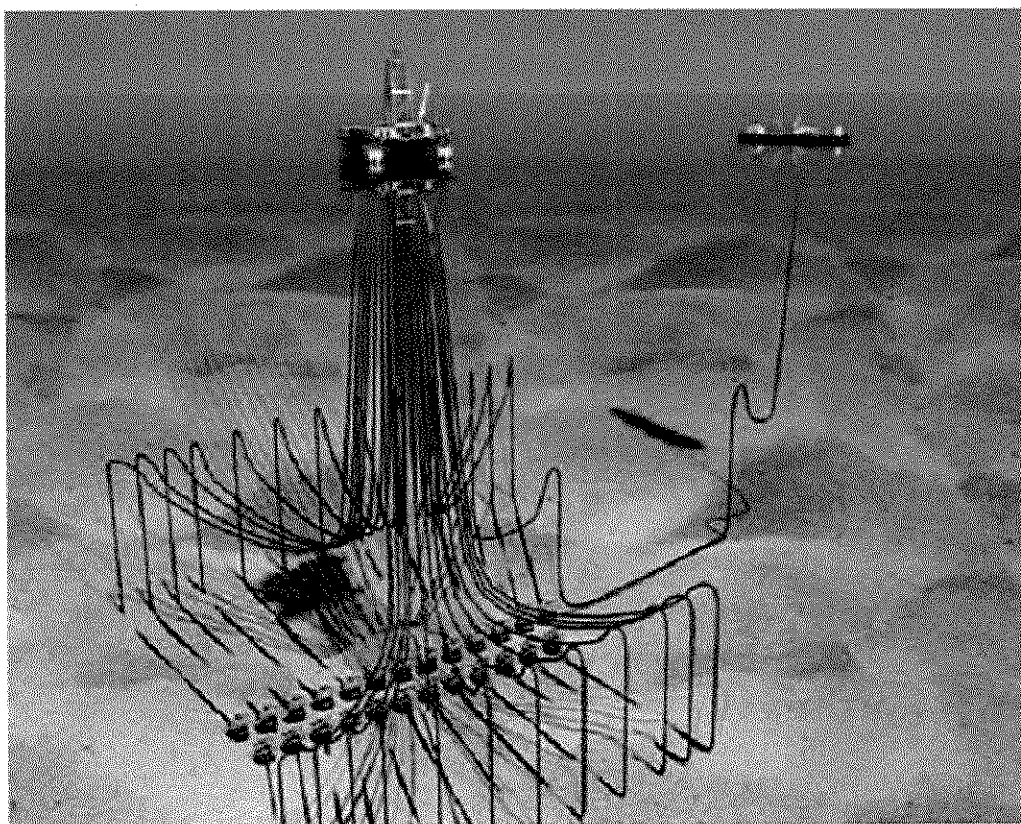


Figura 2.2 – Ilustração da cabeça-de-poço submarina, plataforma operacional e de tubulações ou *risers* utilizados no transporte de óleo pesados
(Fonte: Schlumberger, 2009).

2.2 Escoamento Anular

O padrão de escoamento anular ou mais especificamente a técnica de “*core-anular flow*” ou “*core-flow*” desperta o interesse da indústria de petróleo para efetuar o transporte de óleos pesados e ultraviscosos devido à elevada redução na perda de carga. Vários trabalhos tem sido reportados na literatura relacionados com a utilização desta técnica, a exemplo de Oliemans *et al.* (1987), Bai (1995), Joseph *et al.* (1997), Bannwart (1999), Bannwart (2000), Prada e Bannwart (2000), Bannwart (2001), Ooms e Poesio (2003), Bensakhia *et al.* (2004), Andrade (2008), Crivelaro *et al.* (2009) e Rodriguez *et al.* (2009).

Prada e Bannwart (2000) verificaram que, ao se transportar um óleo de viscosidade 17,6 Pa.s e densidade de 963kg/m³ à temperatura ambiente empregando a técnica do “*core-flow*”, ocorre uma redução do gradiente de pressão total entre 45– 150 vezes em comparação com aquela obtida quando o óleo escoar sozinho na tubulação.

Bensakhria *et al.* (2004) avaliaram experimentalmente o transporte de um óleo pesado com viscosidade de 4,74 Pa.s a uma temperatura constante de 19,7°C. Eles observaram uma redução na perda de carga acima de 90% comparada àquela obtida com o mesmo óleo escoando sem a lubrificação parietal, ou seja, sem aplicar a técnica do “*core-flow*”. Estes autores observaram igualmente que a diferença de densidade entre a água e o óleo tem um papel importante no comportamento do escoamento.

Andrade (2008) estudou numericamente o escoamento anular tipo “*core-flow*” em uma tubulação de 15 m de comprimento e 20 cm de diâmetro para transportar um óleo pesado de viscosidade igual a 12 Pa.s usando o ANSYS CFX[®] 10.0. O autor adotou um escoamento bidirecional, transiente, escoamento laminar para fase óleo e turbulento para a fase água tratado com o modelo *k-ε*; observou uma redução de 59 vezes na perda de carga se comparado com o escoamento de óleo sozinho na tubulação. Mostrou ainda que há uma diminuição na queda de pressão na tubulação com o aumento da velocidade de água, conforme pode ser observado na Figura 2.3. O autor atribuiu esse comportamento à redução do atrito em consequência 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.

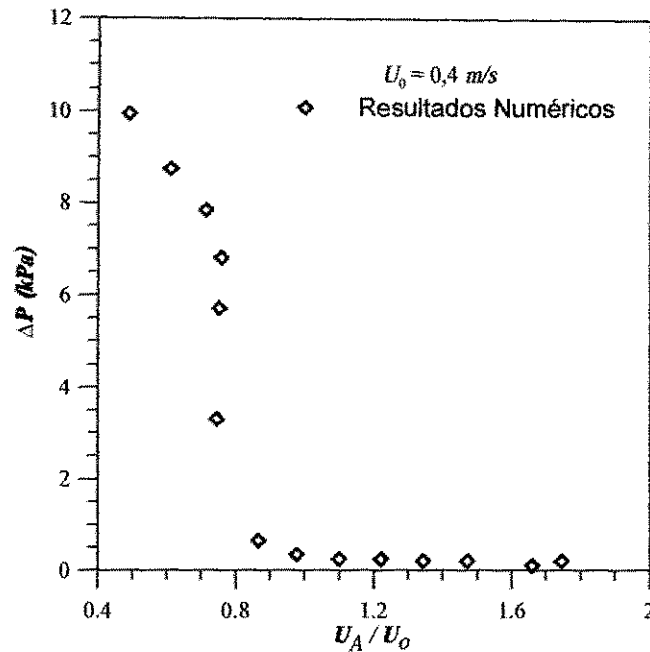


Figura 2.3 - Variação da queda de pressão em função do aumento da velocidade de água U_A (Fonte: Andrade, 2008).

Vários autores relatam que a principal dificuldade na utilização da técnica “*core-flow*” é impedir a quebra do escoamento anular e o conseqüente toque do óleo na parede da tubulação, o que causaria um aumento brusco da perda de carga, levando, na maioria das vezes, ao rompimento ou explosão da tubulação (Prada e Bannwart, 1999; Trevisan, 2003). A sua estabilidade hidrodinâmica é fortemente dependente das velocidades e propriedades dos fluidos e da fração de água utilizada.

De acordo com Prada (1999), os modelos de perda de carga do escoamento anular reportam os efeitos favoráveis da adição de água na diminuição da perda de carga no transporte de óleos. Ele relata ainda que, dentre os modelos aplicados no transporte de óleos em tubulações horizontais empregando a técnica do escoamento anular, destacam-se dois:

- a) Núcleo de óleo escoando em regime laminar e um anel de água escoando em regime laminar no espaço anular formado entre o núcleo de óleo e a parede da tubulação;
- b) Núcleo de óleo escoando em regime laminar e a película de água escoando em regime turbulento.

Segundo Brauner (1991), as perdas de carga para o escoamento anular determinadas empregando esses modelos (núcleo de óleo laminar e anel de água laminar ou turbulento) conduzem a resultados comparáveis àqueles obtidos com o escoamento monofásico (água) fluindo a uma velocidade média da mistura. Brauner (1991) mostra ainda que a relação da perda de carga entre os escoamentos bifásico e monofásico de óleo a uma vazão determinada é independente do diâmetro da tubulação, enquanto o anel de água esteja escoando no regime laminar.

2.2.1 Estabilidade do Escoamento Anular

Ooms (1972) pesquisou a estabilidade hidrodinâmica de dois líquidos ideais através de um tubo sob o regime de escoamento “*core annular flow*”. Segundo ele, há dois tipos de instabilidade quando se considera uma coluna de líquido cilíndrica e longa (um jato): a instabilidade de Rayleigh-Taylor (causada pela tensão superficial) e a de Kelvin-Helmholtz (causada pela ação de um líquido circundante). Em seu estudo sobre a coluna de líquido cilíndrica e longa, com este sendo ideal e incompressível, considerando a superfície do jato não-ondulada e ignorando os efeitos gravitacionais e do líquido circundante, Lord Rayleigh observou que a coluna de líquido permanecia instável e quebrava-se formando gotas. Ooms (1972) observou que, quando a película do fluido lubrificante tem uma pequena espessura, ou seja, a parede do tubo está próxima ao núcleo de óleo, esta ajuda a estabilizar o escoamento. Vale salientar que este autor não levou em consideração os efeitos da viscosidade e da gravidade.

Joseph *et al.* (1996) observaram que o escoamento anular é estável quando o fluido de maior viscosidade efetiva ocupa a região central da tubulação e o fluido de menor viscosidade está no espaço anular; tal estabilidade pode ser discutida sem qualquer consideração do mecanismo particular pelo qual a transição começa. Parece ser antes um princípio geral, senão universal, que o fluido menos viscoso migra para a região de alto cisalhamento, lubrificando o escoamento.

2.2.2 Escoamento Anular Perfeito

Este tipo de escoamento é caracterizado por um fluxo retilíneo, onde os fluidos são distribuídos simetricamente ao longo da tubulação, proporcionando, assim, um

núcleo de óleo com uma interface cilíndrica perfeita e de raio uniforme. Esta perfeição é desestabilizada pelo efeito da gravidade, a qual tende a desordenar o núcleo de óleo que escoar juntamente com o filme de água em um tubo horizontal, proporcionando assim ondulações no núcleo de óleo (Bai *et al.*, 1991; Bensakhria *et al.*, 2004). De acordo com Besakhria *et al.* (2004), o escoamento anular não é estável a baixas velocidades, para uma razão volumétrica constante entre água e óleo, devido à tensão interfacial proporcionar uma perturbação no núcleo de óleo. Todavia, com o aumento da velocidade pode-se alcançar a estabilidade e o padrão de escoamento é restabelecido.

Andrade (2008) estudou numericamente o escoamento anular tipo *core-flow* em uma tubulação de 15 m de comprimento e 20 cm de diâmetro para transportar um óleo pesado de viscosidade igual a 12 Pa.s usando o ANSYS CFX[®] 10.0. O autor adotou um escoamento bidirecional, transiente e escoamento laminar para fase óleo e turbulento para fase água tratado com o modelo k- ϵ . Os resultados da simulação do autor ilustraram um escoamento anular perfeito como pode ser observado na Figura 2.4. Nessa figura está representado o campo da fração volumétrica do óleo sobre o plano *rz*, onde é possível constatar uma região - referente à película de água - com uma concentração de óleo praticamente nula nas proximidades da parede, que aumenta gradativamente à medida que se afasta da mesma. Segundo Andrade (2008) esse gradiente da fração volumétrica pode ser interpretado como sendo uma região de mistura água/óleo pesado ou mesmo uma emulsão que está sendo formada. Da região de mistura até o centro do tubo observa-se um valor de concentração máxima de óleo e concentração nula para água. Esse resultado ilustra nitidamente um padrão de escoamento anular perfeito.

2.2.3 Escoamento Anular Ondulado

O escoamento anular em tubos verticais de dois líquidos imiscíveis com viscosidades muito diferentes fornece um método eficiente e de baixo custo para escoar óleos pesados em poços verticais usando água como lubrificante. No estudo, é de suma importância entender os fenômenos interfaciais presentes nesse padrão de escoamento de modo a projetar e utilizar a técnica no transporte de óleos pesados.

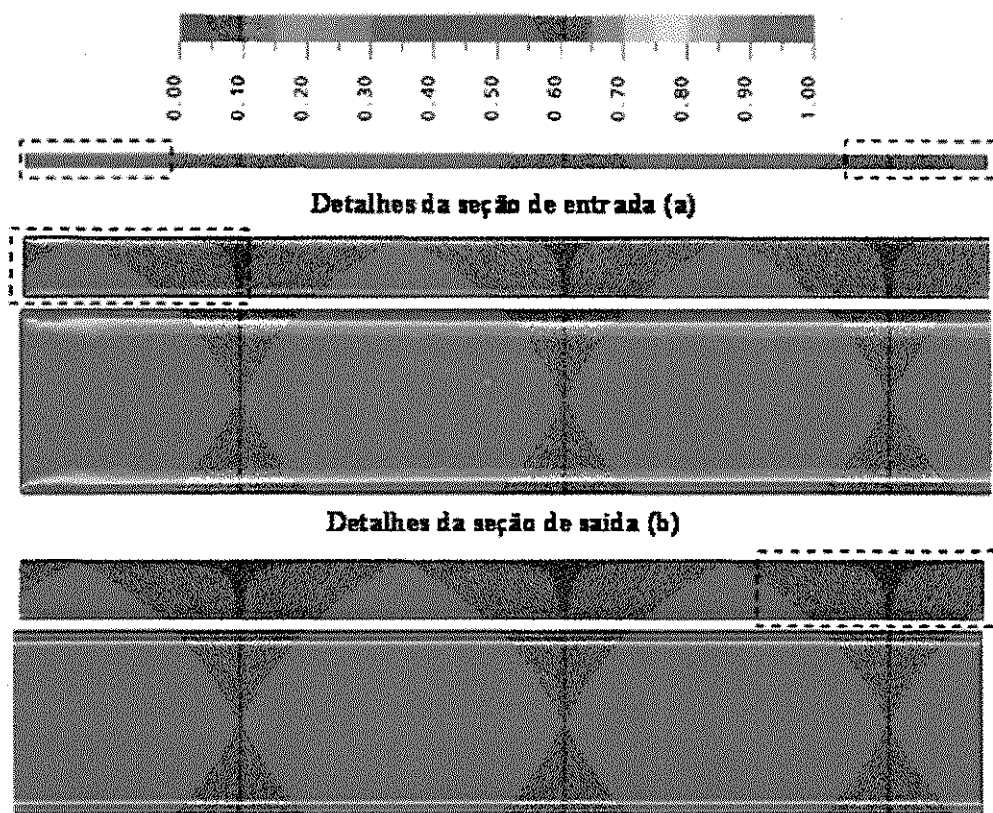


Figura 2.4 – Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre o plano rz referente ao padrão de escoamento *core-flow* (Fonte: Andrade, 2008).

A tensão interfacial é um fator preponderante na estabilidade do escoamento anular, pois ela modela a interface óleo/água. Dois modelos têm sido reportados na literatura, que tentam explicar a ação das forças hidrodinâmicas sobre a formação das ondas durante o escoamento anular: o modelo de lubrificação e o de sustentação (Ooms *et al.*, 1984; Bai, 1995; Obregón Vara, 2001).

No modelo de lubrificação, assume-se que o movimento ondulado do núcleo de óleo conduz a um gradiente de pressão na região anular, contrabalanceando as forças de empuxo devido à diferença de densidade. Por outro lado, o modelo de sustentação diz que uma grande diferença nas velocidades do óleo e da água (ou altas velocidades relativas) conduz à sustentação do núcleo de óleo, fazendo com que o óleo “*flutue*” no interior da lâmina de água. Vale salientar que dois grandes grupos defendem estas teorias: o grupo de Delft (Ooms *et al.*, 1984; Oliemans *et al.*, 1987) sustentando a teoria da lubrificação e o grupo de Minnesota (Joseph *et al.*, 1993; Bai *et al.*, 1996) apoiando a teoria de sustentação.

Oliemans *et al.* (1987) avaliaram o escoamento anular, tipo “*core-flow*”, em um tubo de 5,0 cm de diâmetro e 16 m de comprimento, de um óleo com viscosidade de 3,0 Pa.s. Eles observaram que o comprimento da onda varia consideravelmente com a fração de água e a velocidade do óleo e propuseram correlações empíricas para prever a forma da onda.

Bai *et al.* (1991) ao estudar o escoamento anular de um óleo com viscosidade de 0,6 Pa.s e densidade 905 kg/m³ em uma tubulação vertical identificaram um padrão ondulado, o qual eles denominaram de ondas de bambu. Além deste comportamento, eles verificaram que a perda de carga era 200 vezes menor do que se o óleo escoasse sozinho.

Rodriguez e Bannwart (2006a) avaliaram experimentalmente a amplitude das ondas, velocidade e perfil das ondas de um escoamento anular em um tubo vertical. Eles observaram que o núcleo de óleo tende a preencher praticamente o volume total, reduzindo a amplitude da onda e tornando-se mais lento. Rodriguez e Bannwart (2006b) propuseram uma solução analítica para prever a geometria da onda, que, segundo os autores, depende apenas da geometria da tubulação, das propriedades físicas e das vazões dos fluidos. Eles realizaram uma comparação entre as previsões do modelo e os dados experimentais, e mostraram um razoável acordo entre os resultados.

De acordo com Rodriguez e Bannwart (2006b) a amplitude da onda diminui abruptamente até uma razão de velocidades de entrada óleo/água, u_o/u_w , aproximadamente igual a 5 (cinco), conforme pode ser observado na Figura 2.5. Eles observaram ainda que o comprimento da onda tende a diminuir com o aumento da razão óleo-água (ou *holdup*[†] de óleo), como pode ser observado na Figura 2.6. Estes autores atribuíram este tipo de comportamento à relação entre as forças de capilaridade e de Arquimedes, traduzido pelo número de Eötvös.

[†] Holdup corresponde à fração volumétrica líquida, que é a razão entre o volume de líquido acumulado e o volume físico em um segmento de tubulação.

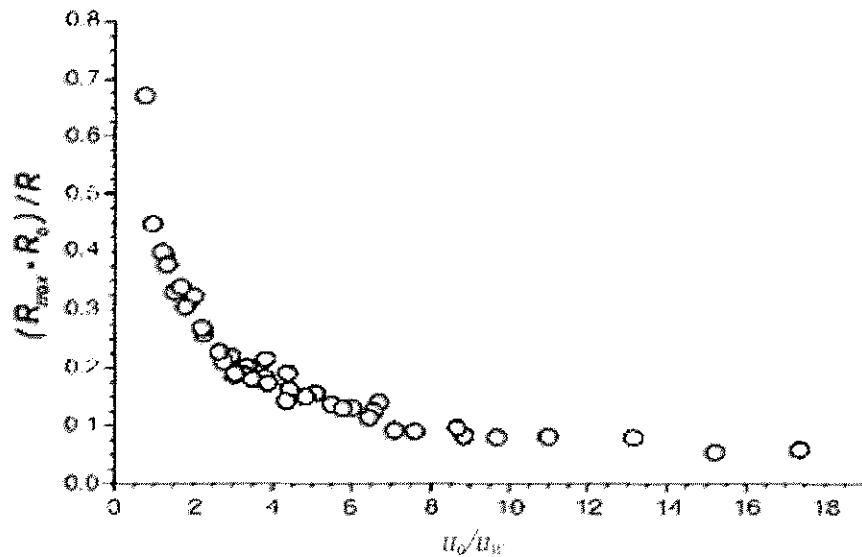


Figura 2.5 – Amplitude da onda em função da razão de velocidades superficiais óleo/água (u_o/u_w) (Fonte: Rodriguez e Bannwart, 2006a)

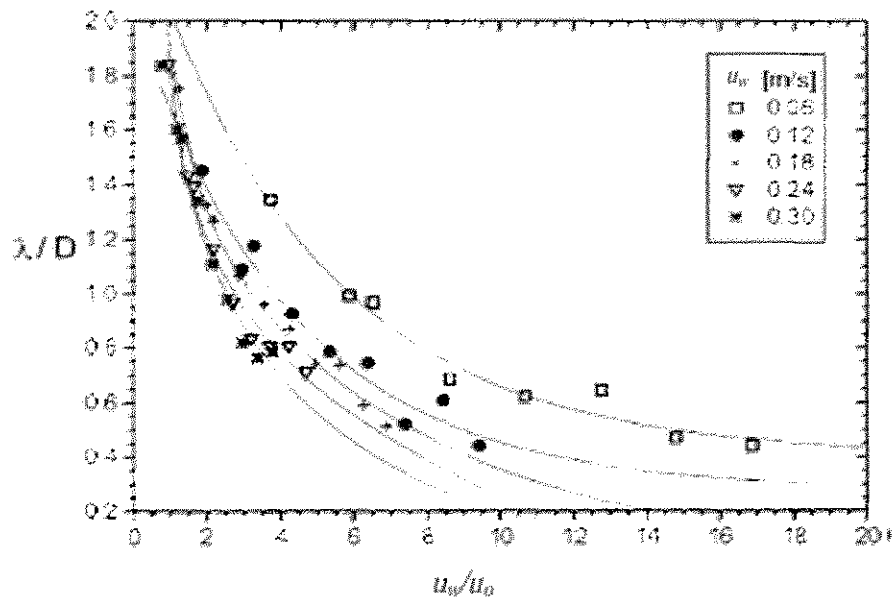


Figura 2.6 - Comprimento da onda em função da razão de velocidades superficiais óleo-água para diferentes vazões de água. (Fonte: Rodriguez e Bannwart, 2006a)

Rodriguez e Bannwart (2006b) observaram que, no *core-flow* vertical superior, o óleo escoia mais rápido que a água, o que se explica pelo empuxo. Propuseram também

um método de determinação indireta mais geral para a fração volumétrica de óleo a partir da suposição da onda cinemática, como uma extensão do modelo de escoamento anulo-laminar proposto por Bannwart (1998). No escoamento completamente desenvolvido, a eliminação do gradiente de pressão entre as equações de fase leva à seguinte relação de força:

$$u_o(1 - f_o) - s_o u_w f_o - c u_{ref} f_o^q (1 - f_o)^m = 0 \quad (2.1)$$

onde u_{ref} é uma velocidade de referência definida por

$$u_{ref} = a_i^{\left(\frac{1}{n_i-2}\right)} \sqrt{gD} \left(\frac{\rho_o - \rho_w}{\rho_o}\right)^{\left(\frac{1}{2-n_i}\right)} \left(\frac{\rho_o \sqrt{gD} \cdot D}{\mu_o}\right)^{\left(\frac{n_i}{2-n_i}\right)} \quad (2.2)$$

e

$$q = \frac{7 - 3n_i}{4 - 2n_i} \quad (2.3)$$

onde s_o , c e m são parâmetros ajustáveis, f_o é o *holdup* de óleo e os sub-índices o e w referem-se a óleo e água, respectivamente. As constantes a_i e n_i são parâmetros do fator de fricção interfacial e foram tomados por 0,079 e 0,25, respectivamente. Observou-se que a camada anular do escoamento estava no regime transição/turbulento.

3 METODOLOGIA

3.1 Descrição do Problema

Os óleos pesados são transportados do reservatório no fundo do mar até a plataforma em *risers* rígidos (dutos horizontais e verticais) e flexíveis (catenárias), além de junções, conexões, entre outros. O presente trabalho está focado no transporte de fluidos multifásicos em catenária, conforme ilustrada na Figura 3.1.

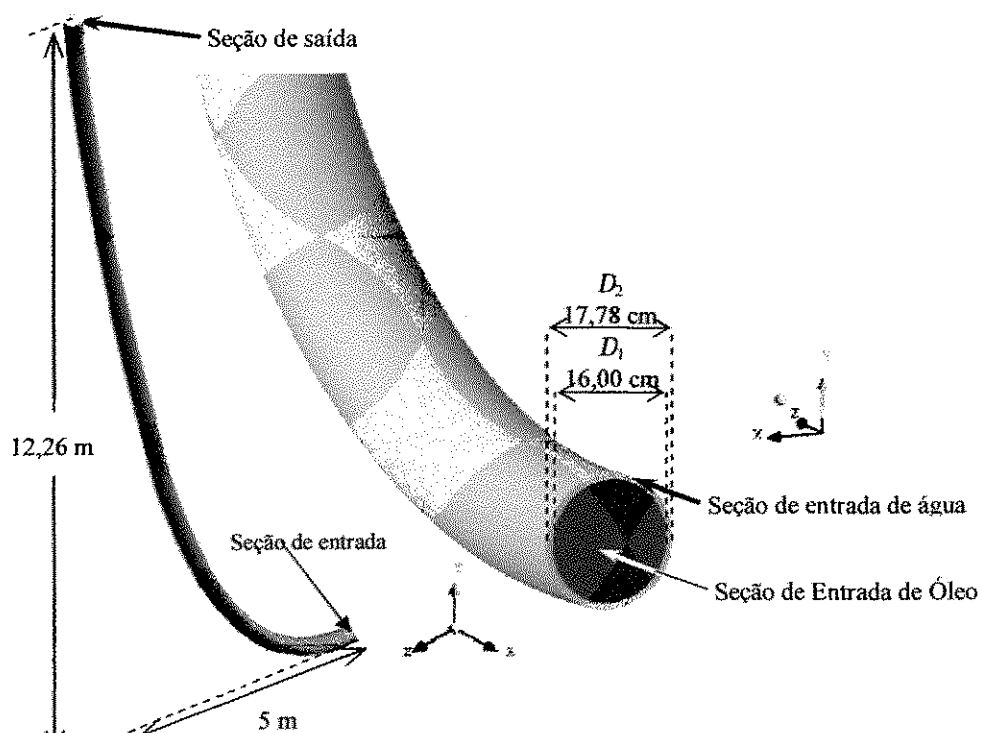


Figura 3.1 – Representação da catenária usada neste trabalho com as respectivas dimensões.

A curva da catenária foi obtida usando a seguinte equação:

$$y(x) = a \cdot \cosh(x/a) \quad (3.1)$$

onde x e $y(x)$ correspondem aos pontos no espaço tridimensional para criação da curva da catenária e a é uma constante igual a 2.

3.2 Modelagem Matemática

3.2.1 Equações Governantes

Nesta seção são apresentadas as equações governantes para descrever o escoamento tridimensional, não-isotérmico, transiente e bifásico (água-óleo pesado ultraviscoso) em *risers* tipo catenária empregando a técnica “*core-flow*”. Estas equações são constituídas pelas leis de conservação de massa, momento linear, energia e equações constitutivas disponibilizadas no Ansys CFX® 11.0, as quais estão descritas a seguir:

a) Equação da continuidade

$$\frac{\partial}{\partial t} (f_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (f_\alpha \rho_\alpha \dot{U}_\alpha) = S_{MS\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_r} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (3.2)$$

onde $S_{MS\alpha}$ é o termo de fonte de massa e $\Gamma_{\alpha\beta}$ o termo de difusividade.

b) Equação da quantidade de movimento

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

onde o sub-índice α é o indicador de fase no escoamento bifásico água-óleo pesado e ultraviscoso, f , ρ , μ , e \dot{U} são respectivamente fração volumétrica, densidade, viscosidade dinâmica e o vetor velocidade, p é pressão, $\dot{S}_{M\alpha}$ representa o termo das

forças externas que atuam sobre o sistema por unidade de volume. No termo referente à transferência de momento induzida pela transferência de massa interfacial (terceiro termo do lado direito da igualdade), os sub-índices α e β correspondem às fases envolvidas, água-óleo pesado e ultraviscoso, $\Gamma_{\alpha\beta}^+$ corresponde à taxa de fluxo mássico por unidade de volume da fase β para a fase α e vice-versa; \vec{M}_α descreve a força interfacial por unidade de volume sobre a fase α devido à interação com a fase β . Esta força é uma soma de diversas parcelas referentes às forças de arraste interfacial, de sustentação, de massa virtual, de lubrificação na parede e de interação partícula-fluido. No caso do modelo de mistura apenas a força de arraste interfacial é considerada. Neste caso, esta grandeza é dada por:

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

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

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

E a densidade da mistura é dada por:

$$\mu_{\alpha\beta} = f_\alpha \mu_\alpha + f_\beta \mu_\beta \quad (3.6)$$

A densidade de área interfacial por unidade de volume, $A_{\alpha\beta}$, define o modelo de tratamento da transferência interfacial (modelos de partícula, de mistura e de superfície livre).

No presente trabalho foram levados em consideração os seguintes pontos, em relação à hidrodinâmica do escoamento:

- a) Não há transferência de massa interfacial entre as correntes de água e óleo;
- b) Não há reações químicas;
- c) Foi admitido o modelo de superfície livre no cálculo do arraste interfacial;
- d) Foi considerado o efeito da gravidade;

e) As viscosidades da água e do óleo pesado e ultraviscoso foram admitidas como uma função da temperatura.

f) Não se considera o termo fonte de massa, $S_{M\alpha}$.

Com estas considerações as Equações (3.2) e (3.3) reduzem-se a:

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (f_\alpha \rho_\alpha \dot{U}_\alpha) = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha \dot{U}_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \dot{U}_\alpha \otimes \dot{U}_\alpha)] = -f_\alpha \nabla p_\alpha + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \mu_\alpha [\nabla \dot{U}_\alpha + (\nabla \dot{U}_\alpha)^T] \right\} + \dot{S}_{M\alpha} + \dot{M}_\alpha \quad (3.8)$$

Ao se considerar o modelo de superfície livre $A_{\alpha\beta}$ é definida pela seguinte equação:

$$A_{\alpha\beta} = |\nabla f_\alpha| \quad (3.9)$$

c) Modelo de turbulência $k-\varepsilon$

Para permitir que os efeitos da turbulência sejam preditos foi utilizado o modelo $k-\varepsilon$, descrito a seguir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_\alpha f_\alpha k_\alpha) + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \left[\rho_\alpha \dot{U}_\alpha k_\alpha - \left(\mu + \frac{\mu_{ta}}{\sigma_k} \right) \nabla k_\alpha \right] \right\} = f_\alpha (G_\alpha - \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_\alpha f_\alpha \varepsilon_\alpha) + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \rho_\alpha \dot{U}_\alpha \varepsilon_\alpha - \left(\mu + \frac{\mu_{ta}}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon_\alpha \right\} = f_\alpha \frac{\varepsilon_\alpha}{k_\alpha} (C_1 G_\alpha - C_2 \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) \quad (3.11)$$

onde as grandezas σ_k e σ_ε são constantes e iguais a 1,0 e 1,3, respectivamente, G_α é a geração de energia cinética turbulenta no interior da fase α , f_α é a fração volumétrica da fase α , C_1 e C_2 são constantes empíricas e iguais a 1,44 e 1,99 respectivamente, ε_α representa a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta da fase α (Equação 3.12) e k_α a energia cinética turbulenta para fase α (Equação 3.13), μ é a viscosidade dinâmica, onde

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

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

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

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

onde l_{α} é o comprimento da escala espacial, q_{α} é a escala de velocidade e c_{α} é uma constante empírica igual a 0,09.

d) Equação de energia total

A seguinte equação foi utilizada para descrever o transporte de calor fluido-fluido em risers:

$$\frac{\partial}{\partial t} (f_{\alpha} \rho_{\alpha} h_{\alpha}) + \nabla \cdot [f_{\alpha} (\rho_{\alpha} \dot{U}_{\alpha} h_{\alpha} - \lambda_{\alpha} \nabla T_{\alpha})] = \sum_{\beta=1}^{N_f} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_{\beta s} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_{\alpha s}) + Q_{\alpha} + S_{\alpha} \quad (3.16)$$

onde, h_{α} , T_{α} , λ_{α} correspondem à entalpia estática, temperatura e condutividade térmica da fase α , respectivamente; S_{α} descreve a fonte de calor externa, $\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_{\beta s} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_{\alpha s}$ representa a transferência de calor induzida pela transferência de massa interfacial, Q_{α} é a transferência de calor interfacial da fase α através da interface com outra(s) fase(s) e S_{α} é o termo fonte de energia.

A transferência de calor interfásica ocorre devido ao não-equilíbrio térmico através das interfaces entre as fases. O calor ou energia total por unidade de volume transferida para a fase α devido à interação com outras fases é dado por:

$$Q_{\alpha} = \sum_{\beta \neq \alpha} Q_{\alpha\beta} \quad (3.17)$$

com,

$$Q_{\alpha\beta} = -Q_{\beta\alpha} \Rightarrow \sum_{\alpha} Q_{\alpha} = 0 \quad (3.18)$$

A transferência de calor através de um contorno de fase é usualmente descrito em termos de um coeficiente de transferência de calor global $h_{\alpha\beta}$. Então, a taxa de transferência de calor, $Q_{\alpha\beta}$, por unidade de tempo através de um contorno de fase de densidade de área interfacial por unidade de volume $A_{\alpha\beta}$, da fase β para a fase α , é:

$$Q_{\alpha\beta} = c_{\alpha\beta}^{(h)} (T_{\beta} - T_{\alpha}) = h_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} (T_{\beta} - T_{\alpha}) \quad (3.19)$$

Quando se utiliza o modelo de superfície livre, a densidade de área interfacial por unidade de volume, $A_{\alpha\beta}$, é dada pela Equação (3.9). O coeficiente de transferência de calor foi determinado com base no número de Nusselt da mistura, $Nu_{\alpha\beta}$, que é dado a seguir, assim como os números de Reynolds e Prandtl da mistura, a condutividade térmica e a capacidade calorífica dos componentes:

$$Re_{\alpha\beta} = \frac{\rho_{\alpha\beta} |U_{\beta} - U_{\alpha}| d_{\alpha\beta}}{\mu_{\alpha\beta}} \quad (3.20)$$

$$Nu_{\alpha\beta} = \frac{h_{\alpha\beta} d_{\alpha\beta}}{\lambda_{\alpha\beta}} \quad (3.21)$$

$$Pr_{\alpha\beta} = \frac{\mu_{\alpha\beta} C_{p\alpha\beta}}{\lambda_{\alpha\beta}} \quad (3.22)$$

$$\lambda_{\alpha\beta} = f_{\alpha} \lambda_{\alpha} + f_{\beta} \lambda_{\beta} \quad (3.23)$$

$$C_{p\alpha\beta} = f_{\alpha} C_{p\alpha} + f_{\beta} C_{p\beta} \quad (3.24)$$

onde $\rho_{\alpha\beta}$, $\mu_{\alpha\beta}$, $C_{p\alpha\beta}$, $\lambda_{\alpha\beta}$ são densidade, viscosidade, capacidade calorífica e condutividade térmica da mistura, respectivamente; $Re_{\alpha\beta}$, $Nu_{\alpha\beta}$ e $Pr_{\alpha\beta}$ são, respectivamente, os números adimensionais de Reynolds, Nusselt e Prandtl da mistura.

3.2.2 Condições iniciais e de contorno

Foi considerado que a catenária estava inicialmente cheia com água. As condições de contorno aplicadas sobre as fronteiras ilustradas na Figura 3.1, são como segue:

- a) Na seção anular referente à entrada de água foi adotado um valor prescrito e não nulo para a componente de velocidade axial e a fração volumétrica de água na direção z e nulo para as outras componentes nas direções x , y e z , ou seja:

$$R_2 < r < R_1 \Rightarrow \begin{cases} u_{z,w} = u_w \text{ (ver Tabela 3.2)} \\ f_w = 1 \\ u_{z,o} = u_{x,o} = u_{x,w} = u_{y,o} = u_{y,w} = f_o = 0 \\ T = T_w = 298K \end{cases}$$

onde $u_{i,w}$ e $u_{i,o}$ correspondem, respectivamente, às componentes de velocidade da água e do óleo pesado na seção de entrada anular, e i é a direção da componente de velocidade (x, y, z).

- b) Na seção referente à entrada de óleo foi adotado um valor prescrito e não nulo para a componente de velocidade axial e para a fração volumétrica de óleo na direção z , e nulo para as outras componentes nas direções x, y e z , ou seja:

$$0 < r < R_1 \Rightarrow \begin{cases} u_{z,o} = u_o \text{ (ver Tabela 3.2)} \\ f_o = 1 \\ u_{z,w} = u_{x,o} = u_{x,w} = u_{y,o} = u_{y,w} = f_w = 0 \\ T = T_o \text{ (ver Tabela 3.2)} \end{cases}$$

- c) Nas fronteiras referentes à parede da catenária foi considerada a condição de não deslizamento, ou seja:

$$\begin{matrix} r = R_2 \\ 0 \leq z \leq L = 0 \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} u_{x,w} = u_{y,w} = u_{z,w} = 0 \\ u_{x,o} = u_{y,o} = u_{z,o} = 0 \\ T = T_p = 283K \end{matrix}$$

- d) Na seção de saída ($z = L$) foi prescrito uma pressão estática constante $p_{est} = 98100$ Pa, sendo L o comprimento da catenária.

3.2.3 Propriedades físico-químicas dos fluidos

As propriedades dos fluidos utilizados na simulação do transporte de óleos pesados empregando a técnica de *core-flow* estão apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Propriedades dos fluidos utilizados.

	Água	Óleo Pesado
Massa específica (kg/m ³)	997	989
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	$\mu_w = \frac{2185}{(40,12 - 0,0051547 \cdot T) \cdot T - 1000}$ #	$\mu_o = 51,87 \cdot e^{\left[-2,3935 \left(\frac{T - T_{min}}{T_{max} - T_{min}}\right)\right]}$
Capacidade térmica (J/kg.K)	4181,7	1800
Condutividade térmica (W/m.K)	0,6069	0,147
Tensão superficial (N/m)		0,062

T_{min} e T_{max} correspondem aos valores da temperatura mínima (273 K) e máxima (573 K) válidas para correlação da viscosidade do óleo pesado. Estas propriedades foram obtidas de Babadagli e Al-Bemami (2007) e Perry (1963).

Viscosidade da mistura água-óleo disperso baseado no trabalho de Babadagli e Al-Bemami (2007).

3.2.4 Geração da malha

A Figura 3.2 ilustra a malha tridimensional não-estruturada gerada no CFX 5.5 (modulo CFX Build) com 346.075 elementos (177.390 tetraédricos, 168.564 prismáticos e 121 piramidais) representando o domínio de estudo no presente trabalho, o qual foi criado por meio de um conjunto de pontos, curvas, superfícies e sólidos descrevendo a sua forma (catenária) e suas dimensões (diâmetro e comprimento).

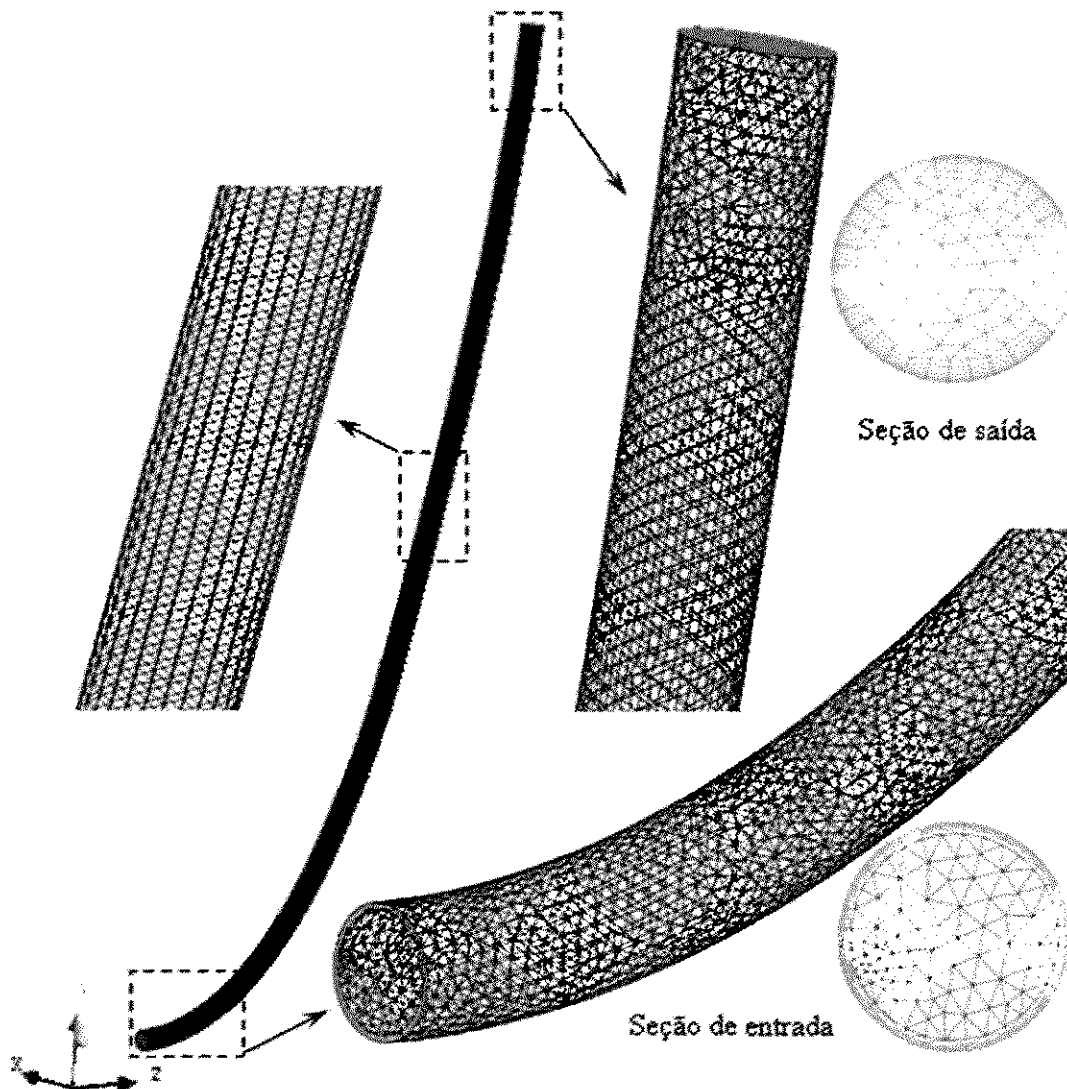


Figura 3.2 – Representação da malha tridimensional da catenária e detalhes das regiões de entrada, de saída e centro da catenária.

Os elementos tetraédricos foram utilizados nas proximidades da parede da catenária, conforme pode ser observado na Figura 3.3, tendo em vista que é nesta região onde há normalmente os maiores gradientes de velocidade e de temperatura. Na Figura 3.3 está representada a malha sobre o plano YZ, além dos detalhes nas seções de entrada, de saída e região central da catenária.

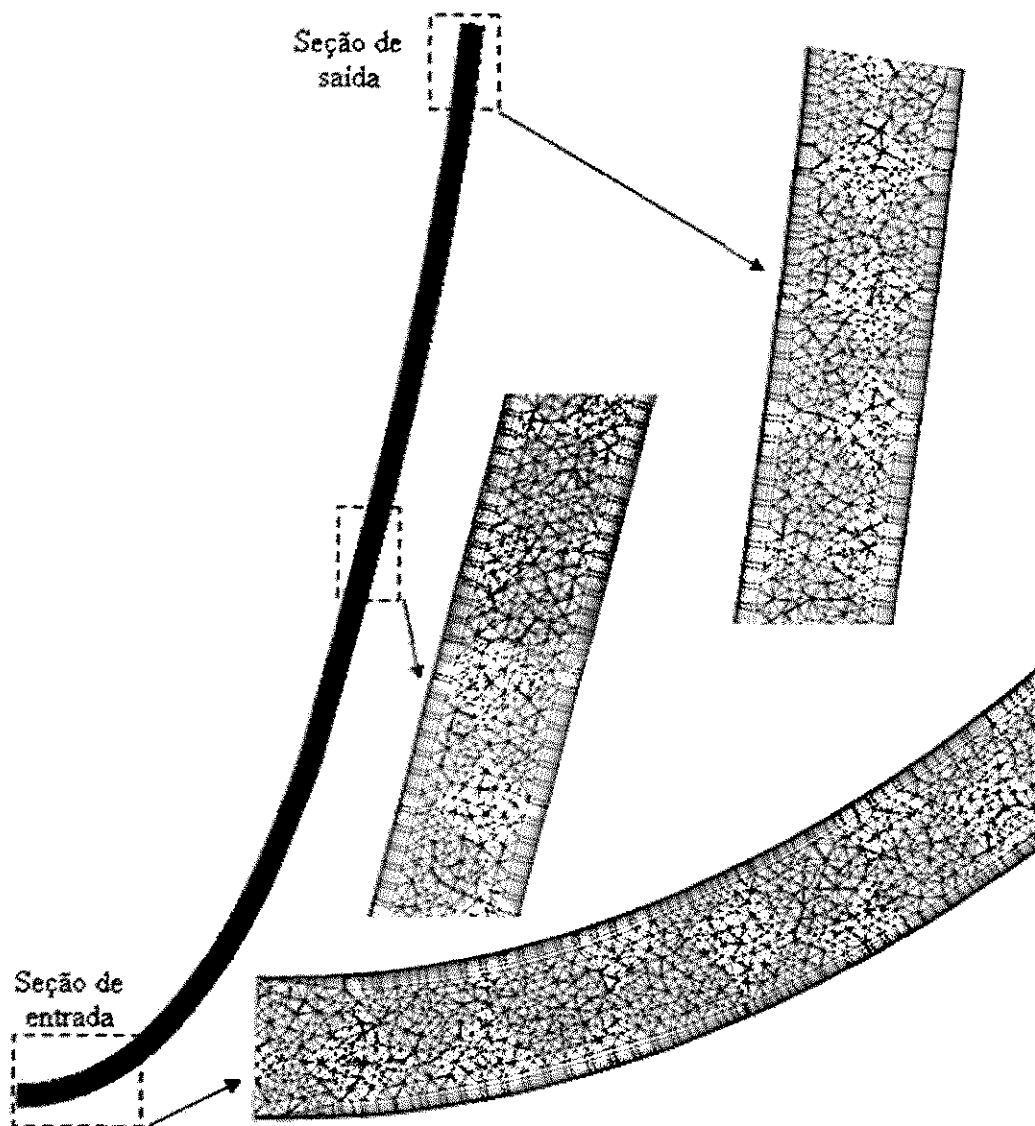


Figura 3.3 – Representação da malha da catenária sobre o plano YZ e detalhes das regiões de entrada, de saída e centro da catenária.

Na Tabela 3.2 estão apresentados os diferentes casos simulados no presente trabalho, onde foram considerados os parâmetros referentes à velocidade e temperatura de entrada do óleo pesado e da água e temperatura da parede da catenária. Na Tabela 3.3 estão representados os casos em que a água e o óleo pesado escoam sozinhos na catenária, levando em consideração a vazão da mistura do Caso 3.

Tabela 3.2 – Casos avaliados usando a técnica de *core-flow*.

Caso	Velocidade do óleo, u_o (m/s)	Velocidade da água, u_w (m/s)	Temperatura do óleo, T_o (K)	Temperatura da água, T_w (K)	Temperatura da parede, T_p (K)
1	1,20	1,90	323	298	283
2	1,20	1,90	373	298	283
3	1,20	1,90	423	298	283
4	1,20	1,90	473	298	283
5	1,20	1,90	523	298	283
6	1,20	2,10	423	298	283
7	1,20	2,40	423	298	283
8	1,20	3,00	423	298	283
9	1,20	3,50	423	298	283
10	0,90	1,90	423	298	283
11	0,50	1,90	423	298	283
12	0,35	1,90	423	298	283
13	0,20	1,90	423	298	283

Nas simulações realizadas para os Casos 14 e 15 utilizou-se a mesma malha usada para os casos bifásico de água-óleo pesado. Nestes casos, foi necessário determinar os valores das velocidades de entrada de água na seção cilíndrica (u_{sw}), por onde entraria óleo pesado no caso bifásico, e de entrada de óleo pesado na seção anular (u_{so}), por onde entraria água no caso bifásico, referentes aos casos monofásico de água e de óleo pesado, respectivamente. Os valores destas velocidades foram determinadas sabendo-se que a soma das vazões volumétricas de óleo pesado e de água é igual a vazão volumétrica da mistura, Q_m , ou seja:

$$u_{sw} = u_{so} = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi D_2^2} \quad (3.25)$$

Sendo Q_m a vazão volumétrica da mistura, D_2 o diâmetro da seção circular anular por onde entra a água, u_{sw} a velocidade de entrada de água na seção cilíndrica e u_{so} a

velocidade de entrada de óleo pesado na seção anular, π uma constante aproximadamente igual a 3,14.

Tabela 3.3 – Casos avaliados para os escoamentos monofásicos de água e óleo

Caso	Velocidade do óleo, u_{so} na seção anular (m/s)	Velocidade do óleo, u_{so} na seção cilíndrica (m/s)	Temperatura na seção anular, T_{sa} (K)	Temperatura na seção cilíndrica, T_{sc} (K)	Temperatura da parede, T_p (K)
14	1,3331	1,3331	423	298	283
Caso	Velocidade da água, u_{sw} na seção anular (m/s)	Velocidade da água, u_{sw} na seção cilíndrica (m/s)	Temperatura na seção anular, T_{sa} (K)	Temperatura na seção cilíndrica, T_{sc} (K)	Temperatura da parede, T_p (K)
15	1,3331	1,3331	423	298	283

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nas Figuras. 4.1 a 4.3 estão representados os campos da fração volumétrica do óleo pesado para as temperaturas de entrada do óleo pesado e ultraviscoso, quais sejam, 323 K, 423 K e 523 K, referentes aos casos 1, 3 e 5, respectivamente. Estas figuras mostram, de uma maneira geral, a presença de uma corrente de água nas proximidades da parede da catenária. Contudo, à medida que se distancia da seção de entrada da catenária, observa-se um rompimento da película de água pelo óleo e, em consequência, o toque e aderência do óleo na parede da catenária, como pode ser observado nas Figuras 4.1.b-d. Este fenômeno se agrava com o aumento da temperatura (Figuras 4.2.b-d, 4.3.b-d), tendo em vista uma redução da viscosidade do óleo com o aumento da temperatura. Este fato é consequência de um desequilíbrio entre as forças atuantes tanto no núcleo de óleo como na película de água formada entre a parede da catenária e o núcleo de óleo pesado; a diferença de densidade entre as fases faz com que o óleo tenda a ascender para a parte superior da catenária. No entanto, as forças de lubrificação tendem a repelir o núcleo de óleo para o centro da catenária. Uma competição entre estes dois efeitos dá uma variação na posição do núcleo de óleo no interior da tubulação. Resultados semelhantes foram obtidos por Huang (1994), Ooms e Poesio (2003), Bensakria *et al.* (2004), Ooms *et al.* (2007) e Vanaparthi e Meiburg (2008), todavia para tubos horizontais.

Nota-se, ainda, nas Figuras 4.1 a 4.3 movimentos ondulatórios do núcleo de óleo pesado, principalmente nas regiões distantes da seção de entrada (Figuras 4.1b-d, 4.2b-d e 4.3b-d). Este fenômeno está relacionado com a forma com que as correntes de água e óleo pesado percorrem a catenária sofrendo a ação das forças de gravidade, arraste e centrífugas, que estão atuando simultaneamente.

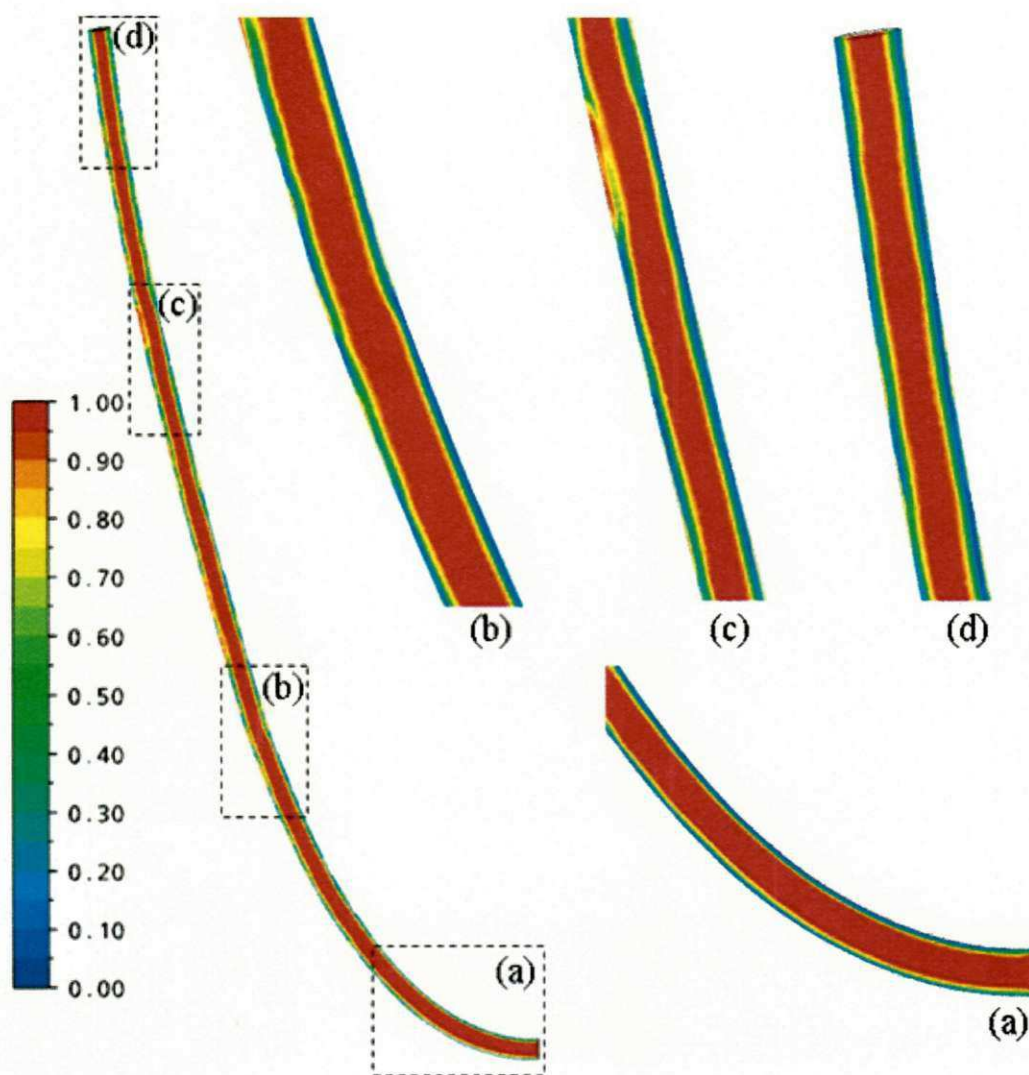


Figura 4.1 – Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 1) para uma temperatura de entrada do óleo pesado (T_0) igual a 323 K.

Os resultados apresentados nas Figuras 4.1 a 4.3 também mostram claramente que o escoamento anular é formado na catenária até uma distância de aproximadamente $1,078 \text{ m}^\ddagger$ da seção de entrada. A partir deste ponto, observa-se nitidamente a

[‡] O valor da distância foi calculado utilizando a definição de comprimento de arco no intervalo $0 \leq z \leq 0,967 \text{ m}$, dado por:

$$S = \int_a^b \sqrt{1 + [f'(x)]^2}$$

onde, $f'(x)$ é a derivada da função da catenária, Equação 3.2; a e b são os limites de integração correspondentes à distância desde a entrada da catenária até o ponto desejado na direção z .

desestabilização do comportamento anular, fato este que é intensificado com o aumento da temperatura. Este tipo de comportamento pode levar a um aumento na diferença de pressão entre a seção de entrada e a seção de saída da catenária. Isto pode ser explicado pela aderência de óleo à parede em pontos específicos da catenária, proporcionando, assim, um obstáculo que conduz, além de um aumento na perda de carga, a um desvio da corrente de água e, por conseguinte, uma mudança do comportamento do núcleo de óleo.

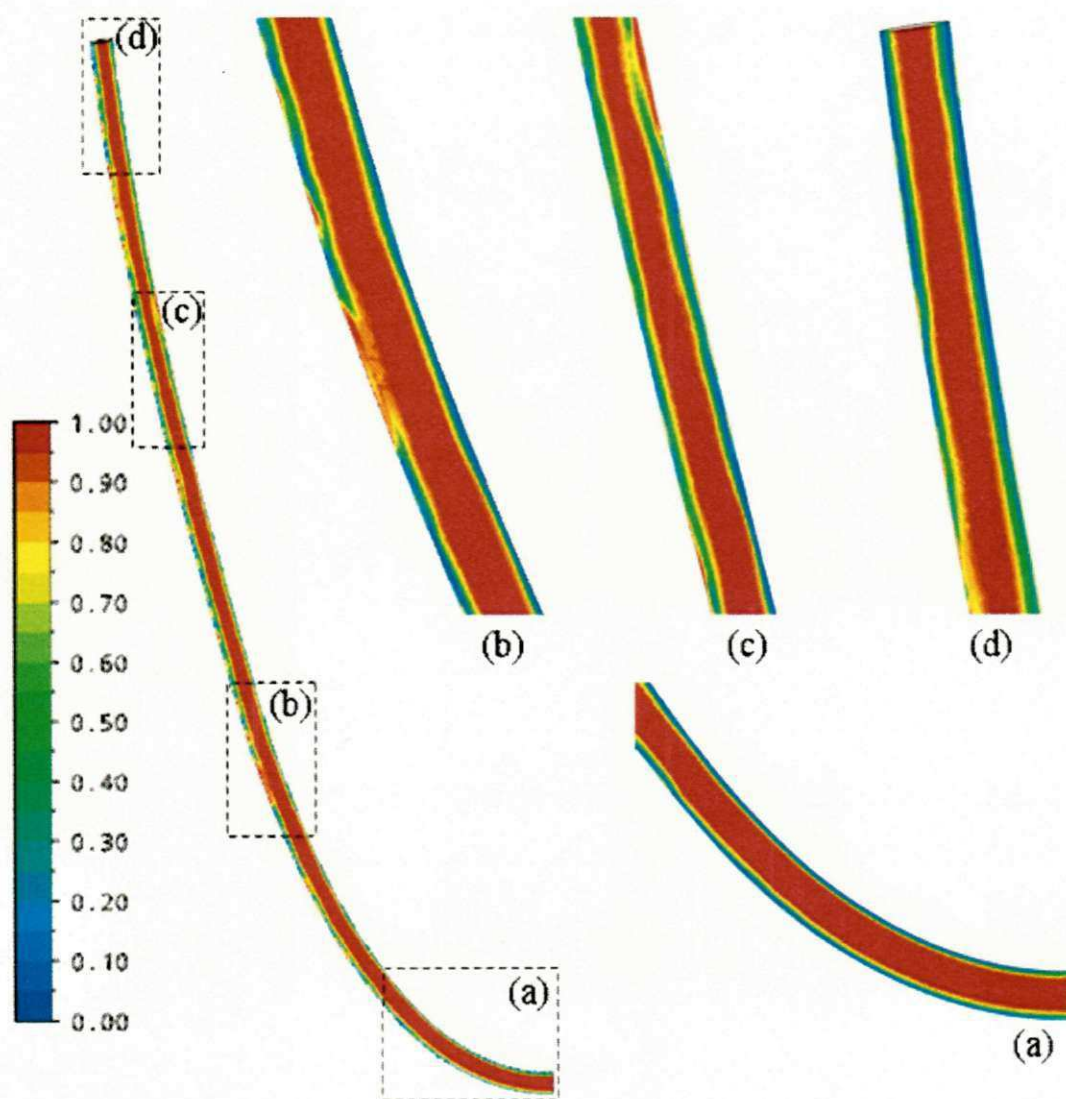


Figura 4.2 – Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 3) para uma temperatura de entrada do óleo pesado (T_0) igual a 423 K.

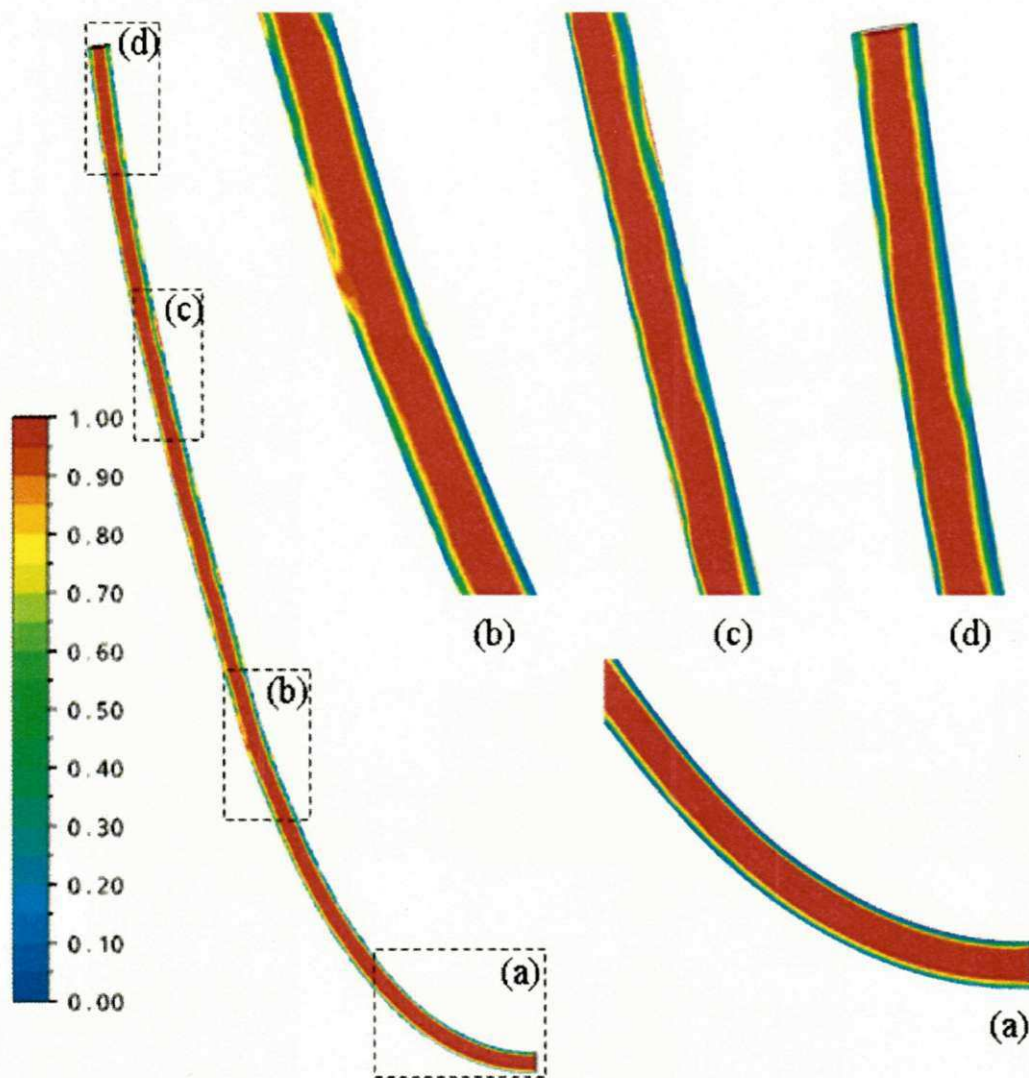


Figura 4.3 – Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 5) para uma temperatura de entrada do óleo pesado (T_0) igual a 523 K

Com a finalidade de evidenciar o comportamento do escoamento anular, ilustraram-se nas Figuras 4.4 e 4.5 os campos vetoriais de velocidade superficial da água sobre o plano yz , referentes às situações encontradas nas Figuras 4.2b e 4.2c. Os resultados das Figuras 4.4 e 4.5 mostram claramente que nas regiões onde ocorre a aderência do óleo pesado à parede da catenária há uma redução brusca da velocidade da corrente de água, conduzindo a valores praticamente nulos, conforme pode ser observado nas Figuras 4.4c e 4.5c, as quais correspondem a uma ampliação da área assinalada nas Figuras 4.4a, 4.4b, 4.5a e 4.5b. Este ponto de adesão influencia de forma

substantial o comportamento do núcleo de óleo, como pode ser observado nas Figuras 4.1 a 4.5.

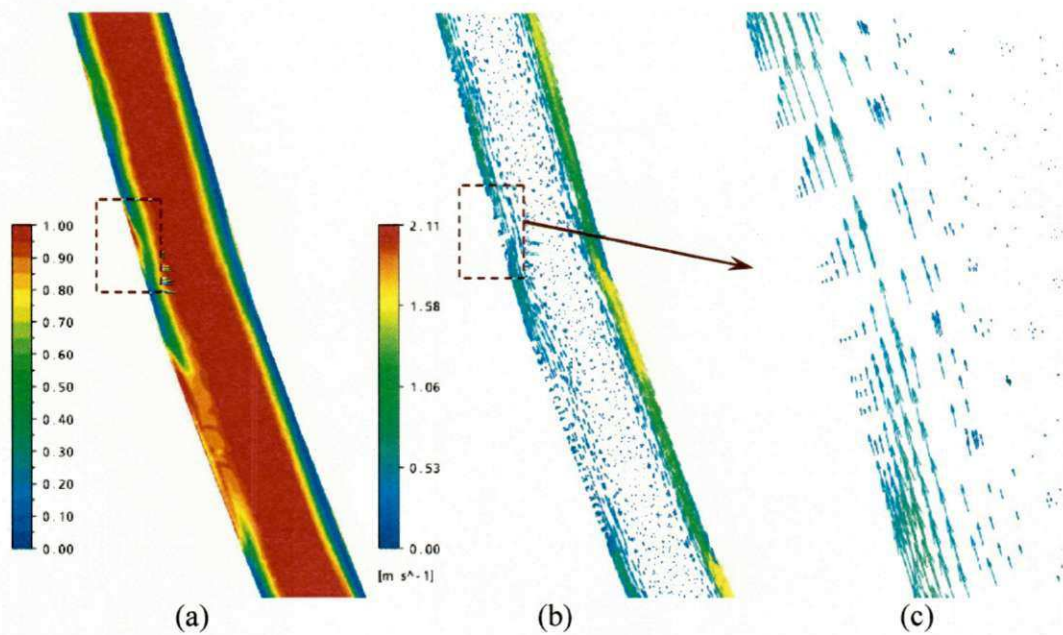


Figura 4.4 –(a) Campo de fração volumétrica referente à Figura 4.2.b; (b) campo vetorial de velocidade superficial da água; (c) detalhe do campo vetorial em destaque, sobre o plano yz em um trecho da catenária (Caso 3).

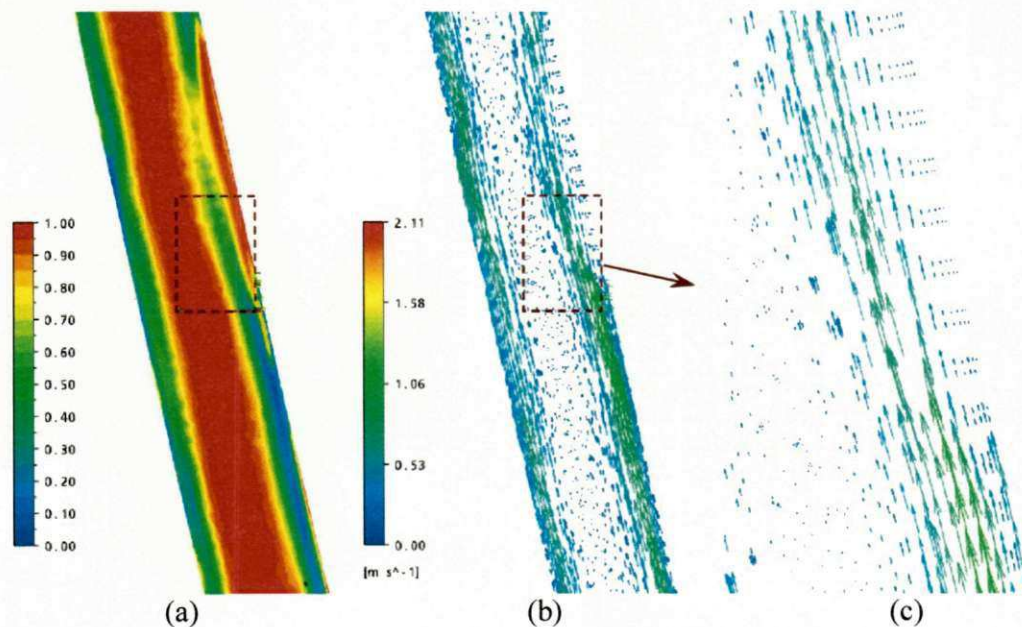


Figura 4.5 –(a) Campo de fração volumétrica referente à Figura 4.2.c; (b) campo vetorial de velocidade superficial da água; (c) detalhe do campo vetorial em destaque, sobre o plano yz em um trecho da catenária (Caso 3).

Prada (1999) relata que uma acumulação contínua de óleo em determinados lugares da linhas de escoamento leva a um aumento progressivo da perda de carga, e a persistência desta situação levaria a um bloqueio total da seção da tubulação. Ainda segundo esse autor, esse fenômeno foi observado no oleoduto experimental de San Tomé com 20,32 cm de diâmetro e 1 km de extensão na Bacia do Orinoco, Venezuela, ao transportar um óleo pesado com densidade de 993 kg/m^3 (11 °API) e viscosidade de 115 Pa.s. Os resultados desse experimento mostraram a tendência do óleo aderir às paredes da tubulação em diferentes regiões e de forma não-homogênea ao longo da tubulação.

De acordo com Prada (1999) existem posições críticas que estão mais sujeitas às incrustações de óleo, a exemplo de regiões imediatamente após as estações de bombeio, onde a ondulação começa a se desenvolver e a pressão hidrostática é maior; nas proximidades de acidentes da linha de escoamento, como curvas, joelhos, conexões, entre outros, onde a estrutura do núcleo de óleo é perturbada proporcionando variações locais e instantâneas da fração volumétrica de óleo.

Os resultados da simulação do escoamento anular água-óleo pesado em diferentes casos avaliados do presente trabalho pôs em evidência as regiões de adesão do óleo pesado de forma não-homogênea ao longo da catenária. A fim de ilustrar a presença destas regiões foram representados, sobre a Figura 4.6, os campos de fração volumétrica do óleo pesado sobre a superfície da parede da catenária para três situações, nas quais foram consideradas apenas a variação da temperatura do óleo pesado na seção de entrada do mesmo: (a) 323 K (Caso 1); (b) 423 K (Caso 3) e (c) 523 K (Caso 5). Os resultados mostram claramente a presença de regiões de aderência de forma irregular e que sua distribuição ao longo da catenária sofre a influência do aumento da temperatura. Ao se observar atentamente, é possível notar que, de uma maneira geral, há uma redução na área de contato do óleo com a parede da catenária; veja por exemplo a área em destaque na Figura 4.6. Uma explicação para este tipo de comportamento pode estar relacionado com o valor da tensão superficial adotada no presente trabalho (0,062 N/m). De acordo com Joseph *et al.* (1984), a tensão interfacial é um fator estabilizador para um escoamento de fluidos imiscíveis de diferentes viscosidades que apresentam um padrão de escoamento anular; no entanto, este fato não pôde ser averiguado em virtude de se ter optado por um único valor da tensão superficial.

De acordo com Silva (2003), à medida que o óleo se acumula em pontos das paredes do duto há uma tendência de aumento da perda de carga, chegando algumas vezes até ao bloqueio total da seção de fluxo da tubulação. Ela relata ainda que o grau de aderência do óleo às paredes metálicas do duto, depende da composição tanto dos fluidos como do material interno da tubulação. Neste sentido, observa-se que a rugosidade da superfície da catenária poderia ter um importante papel na estabilidade do filme de água entre o óleo pesado e a catenária. No presente trabalho foi considerado uma superfície lisa. Outra explicação para este tipo de comportamento foi dada por Prada (1999), onde o autor relata que, quando o óleo entra em contato com a água ocorre uma perda de elétrons e sua interface ficaria com carga negativa enquanto a parede ficaria com carga positiva. No entanto, no presente trabalho não foi possível se constatar esta afirmação em virtude do modelo proposto não contemplar a influência dos componentes a nível microscópico.

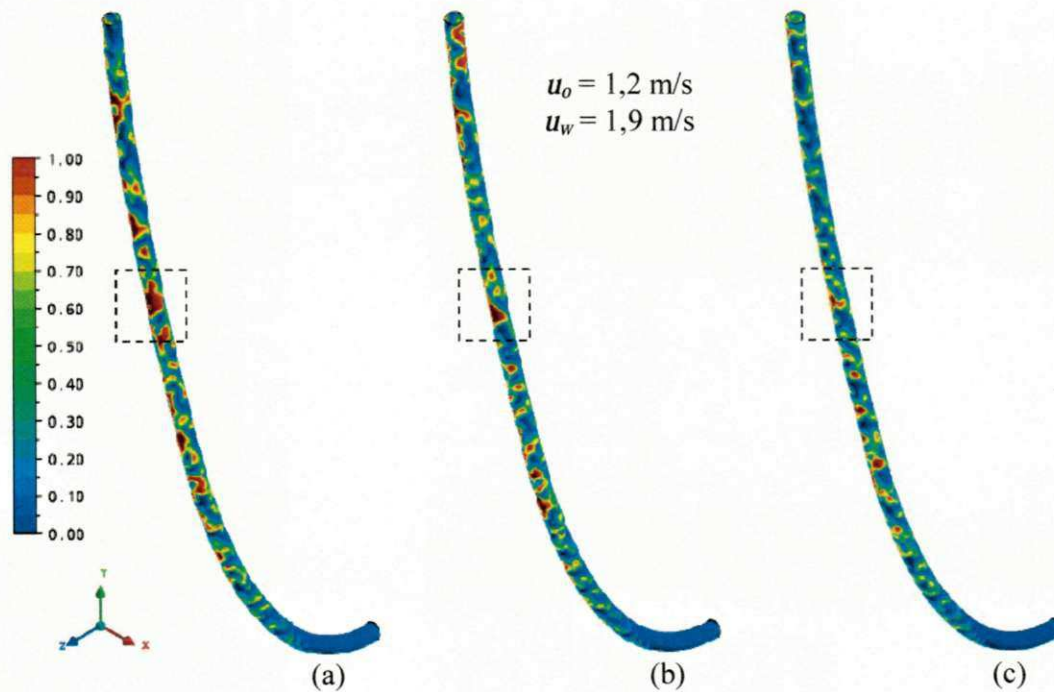


Figura 4.6 - Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre a parede da catenária em $t = 60 \text{ s}$ para diferentes temperaturas de entrada do óleo pesado (a) 323 K (Caso 1); (b) 423 K (Caso 3) e (c) 523 K (Caso 5).

Vale salientar também que os resultados apresentados nas Figuras 4.1 a 4.3 permitem constatar a presença de um gradiente radial da fração volumétrica de óleo em direção à parede da catenária. Este gradiente da fração volumétrica pode ser interpretado como sendo uma região de mistura ou de emulsão água/óleo pesado que está sendo formada. Resultado semelhante foi observado por Andrade (2008), ao estudar o escoamento anular tipo *core-flow* em um tubo horizontal, como pode ser observado na Figura 2.3. Em seu trabalho, Prada (1999) relata que para se evitar a emulsificação da água no óleo dever-se-iam utilizar menores quantidades de água possível. No entanto, uma fina película de água facilita o contato do óleo com a parede, assim, de uma maneira geral, quanto maiores as vazões de água injetadas menor é o grau de aderência, mas uma quantidade excessiva de água pode gerar outros problemas no tratamento da mistura.

Visando avaliar o grau de aderência de óleo à parede da catenária em função da quantidade de fluidos injetados (água e óleo pesado) estão representados, sobre as Figuras 4.7 e 4.8, os campos de fração volumétrica de óleo pesado sobre a parede da catenária em $t = 60$ s para diferentes velocidades de injeção da água (u_w) e de óleo (u_o) nas seções de entrada anular e cilíndrica, respectivamente.

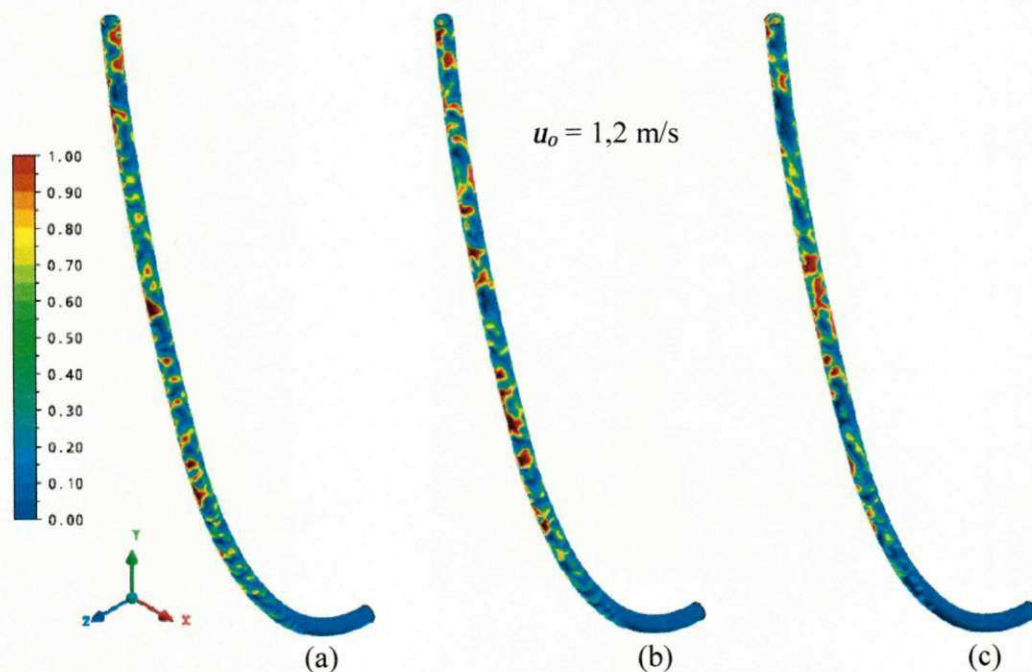


Figura 4.7 - Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre a parede da catenária em $t = 60$ s para diferentes velocidades de injeção de água na catenária. (a) 1,9 m/s (Caso 3), (b) 2,4 m/s (Caso 7) e (c) 3,5 m/s (Caso 9).

As Figuras 4.6 e 4.7 mostram claramente que a distribuição das regiões de aderência do óleo pesado na parede da catenária depende tanto da velocidade de injeção de água como da injeção de óleo na seção de entrada de cada um dos fluidos, sendo mais proeminentes quando se altera a velocidade de entrada do óleo pesado. Este fato pode estar relacionado com as forças de arraste impostas pela corrente de água.

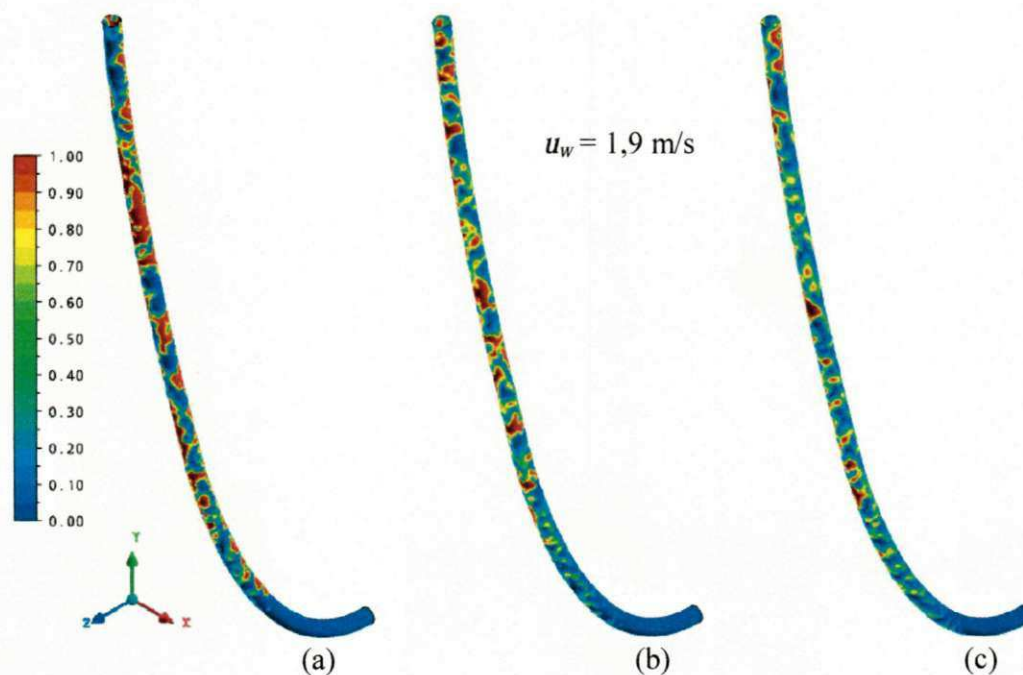


Figura 4.8 - Campo de fração volumétrica de óleo pesado sobre a parede da catenária em $t = 60$ s para diferentes velocidades de injeção de óleo na catenária (a) 0,2 m/s (Caso 13), (b) 0,9 m/s (Caso 10) e (c) 1,2 m/s (Caso 3).

A fim de se ter uma idéia qualitativa do total de óleo aderido à superfície da catenária determinou-se o somatório das frações volumétricas de óleo e de água, separadamente, sobre a superfície da catenária[§] e transcreveu-se-lhe para a Tabela 4.1.

[§] O somatório das frações volumétricas de óleo e de água sobre a superfície da catenária foi determinado utilizando o comando **sum** disponível no sub-menu **Function Calculator** do Ansys CFX 11 que permite calcular a soma da variável especificada sobre todos os pontos num sub-domínio ou localização especificada (fronteira, plano, linha, etc.).

Tabela 4.1 - Somatório das frações volumétricas de óleo e da água sobre a superfície da catenária, nas mesmas condições de temperatura.

	Caso 13	Caso 11	Caso 10	Caso 3	Caso 7	Caso 9
u_o (m/s)	0,2	0,5	0,9	1,2	1,2	1,2
u_w (m/s)	1,9	1,9	1,9	1,9	2,4	3,5
Σf_o	6256	5474	4702	4344	3905	3270
Σf_w	5872	6654	7426	7784	8223	8858

Os resultados ilustrados na Tabela 4.1 põem em evidência que quanto maior a velocidade de injeção da água na catenária menor será a adesão de óleo sobre a superfície da parede da catenária; por outro lado, constatou-se que, para baixos valores de velocidade de injeção de óleo, há uma maior área de contato do óleo com a parede, ou seja, maiores regiões de adesão de óleo pesado.

A razão adequada entre as velocidades de entrada de água e de óleo pode proporcionar o transporte de óleos pesados e ultraviscosos com uma queda de pressão mínima via lubrificação da parede com uma película de água ou, mais especificamente, empregando a técnica de *core-flow*. Neste sentido, foram confeccionados dois gráficos que relacionam a diferença de pressão entre a seção de entrada e a de saída do duto em função da razão entre as velocidades de óleo pesado e água (u_o/u_w) e água/óleo pesado (u_w/u_o).

Na Figura 4.9 estão representados os resultados da queda de pressão na catenária em função da razão entre as velocidades do óleo e da água (u_o/u_w) mantendo-se a velocidade da água constante. Os resultados desta figura ilustram que a diferença de pressão aumenta com o acréscimo da velocidade de óleo pesado na seção de entrada. Uma explicação para este fato pode estar relacionada com o aumento da quantidade de óleo na corrente de água, o que altera de forma significativa a sua viscosidade e, conseqüentemente, a sua resistência ao escoamento.

Na Figura 4.10 está representada a queda de pressão na catenária em função da razão das velocidades da água e do óleo (u_w/u_o) mantendo-se a velocidade do óleo

constante. Os resultados ilustram uma oscilação da diferença de pressão com o aumento da velocidade de água, o qual pode ser atribuído uma variação na quantidade de óleo na película de água.

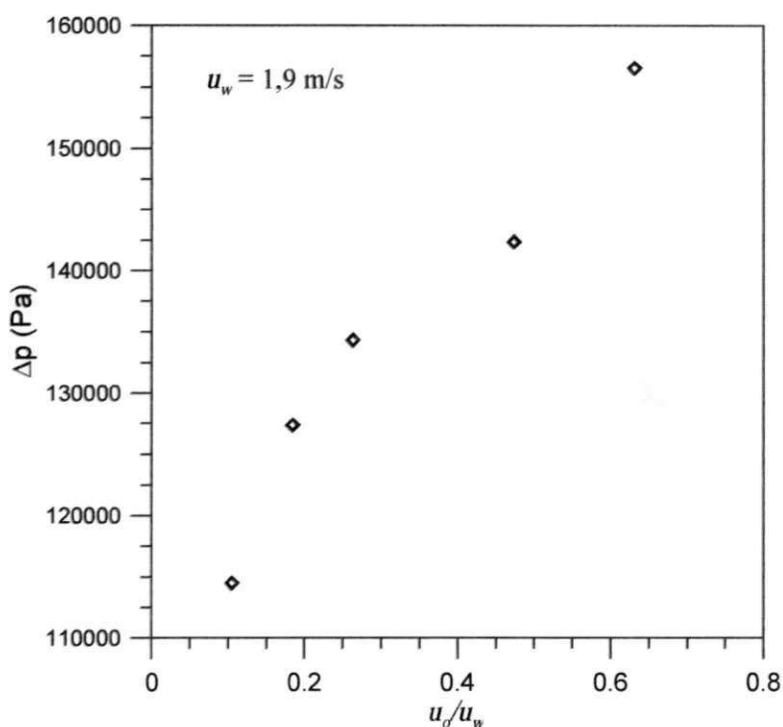


Figura 4.9- Queda de pressão na catenária em função do aumento da velocidade do óleo, u_o , em $t = 60s$.

Com o intuito de averiguar a influência da temperatura na queda de pressão ao longo da catenária foi determinada a diferença de pressão entre a seção de entrada e a seção de saída e, em seguida, foi confeccionado um gráfico desta diferença em função da temperatura de entrada do óleo na seção cilíndrica da catenária, fixando-se as velocidades de entrada da água na seção anular em 1,9 m/s e do óleo pesado na seção cilíndrica em 1,2 m/s (Caso 3), conforme ilustrado na Figura 4.11. Os resultados evidenciam um decréscimo linear da diferença de pressão com a temperatura, conforme era esperado, com uma inclinação de -231,58 Pa/K. Segundo Bensakhria *et al.* (2004), a adição de calor ao sistema de transporte proporciona uma redução da perda de carga no escoamento de óleos pesados e ultraviscosos.

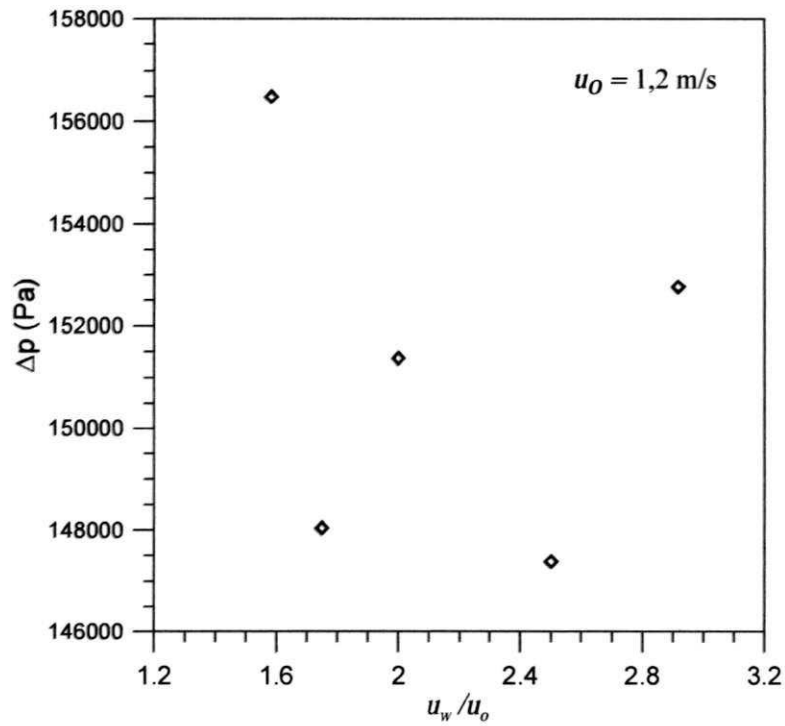


Figura 4.10 - Queda de pressão na catenária em função do aumento da velocidade de água, u_w , em $t = 60\text{s}$.

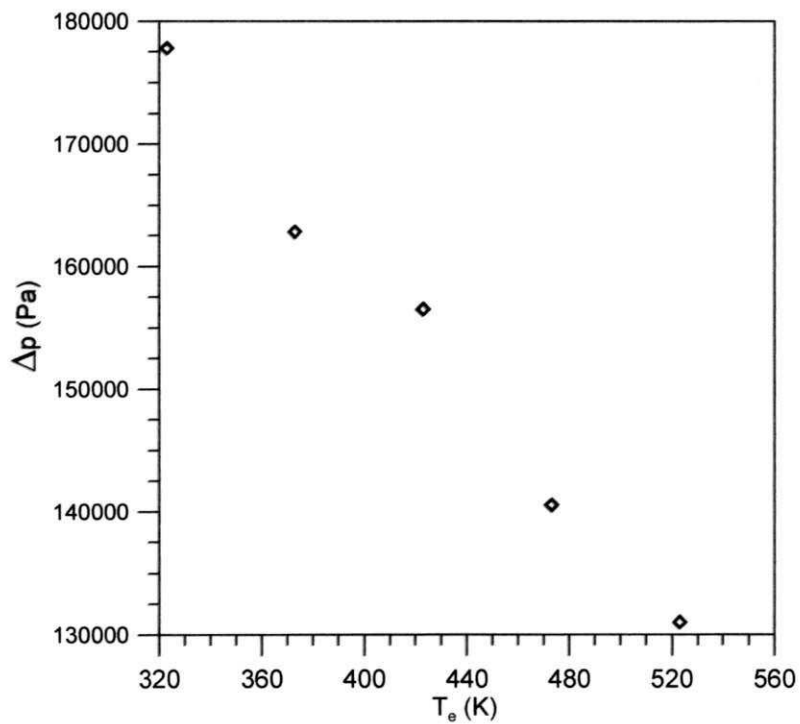


Figura 4.11 - Queda de pressão em função da temperatura do óleo na entrada da catenária, para velocidades de entrada do óleo ($u_o = 1,2 \text{ m/s}$) e da água ($u_w = 1,9 \text{ m/s}$) constantes.

Nas Figuras 4.12 a 4.14 estão representadas a evolução do óleo à medida que avança no interior da catenária inicialmente preenchida com água. Estas figuras representam uma parcela da catenária que corresponde a aproximadamente metade da mesma. Os resultados correspondem à fração volumétrica de óleo sobre o plano yz em aproximadamente metade da catenária para diferentes tempos. Pode-se observar, de uma maneira geral, que o escoamento dos líquidos imiscíveis tende a se arranjar de maneira que a água, por possuir viscosidade inferior à do óleo pesado, se localize na região de maior deformação, ou seja, na parede da catenária lubrificando-a para que o óleo pesado escoe com uma perda de carga equivalente àquela observada no escoamento monofásico de água à mesma vazão total. Comportamento semelhante foi observado por Andrade (2008) ao estudar o transporte de óleos pesados em um tubo horizontal sem levar em consideração os efeitos da gravidade.

Nota-se, ainda, nas Figuras 4.12 a 4.14, a presença de um comportamento ondulado proporcionado pela adesão do óleo sobre a parede da catenária, conforme discutido anteriormente. A intensidade deste fenômeno é maior quando se tem baixas velocidades de óleo na seção de entrada em relação à velocidade de entrada de água, como pode ser observado na Figura 4.12.

A Figura 4.15 ilustra a comparação da queda de pressão absoluta em função do tempo ao longo da catenária para os escoamentos monofásicos de água e de óleo e o escoamento bifásico água-óleo pesado, este último com o óleo sendo injetado na catenária a uma velocidade de 1,2 m/s e a água a 1,9 m/s (Caso 3). Os resultados ilustram um aumento da diferença de pressão com o tempo quando se tem o escoamento anular (*core-flow*) não chegando a uma estabilização do escoamento. Com o intuito de comparar os resultados obtidos foi determinada a mediana da diferença de pressão para cada um dos casos ilustrados nesta figura e pôde-se constatar que:

a) Quando o óleo escoar sozinho, a diferença de pressão (ΔP) foi igual a 558.855 Pa, ou seja, 3,57 vezes maior do que a observada quando se emprega a técnica de *core-flow* (156.542 Pa);

b) A diferença de pressão (ΔP) do escoamento anular é 1,57 vezes maior do que a observada quando a água escoar sozinha (88.656 Pa).

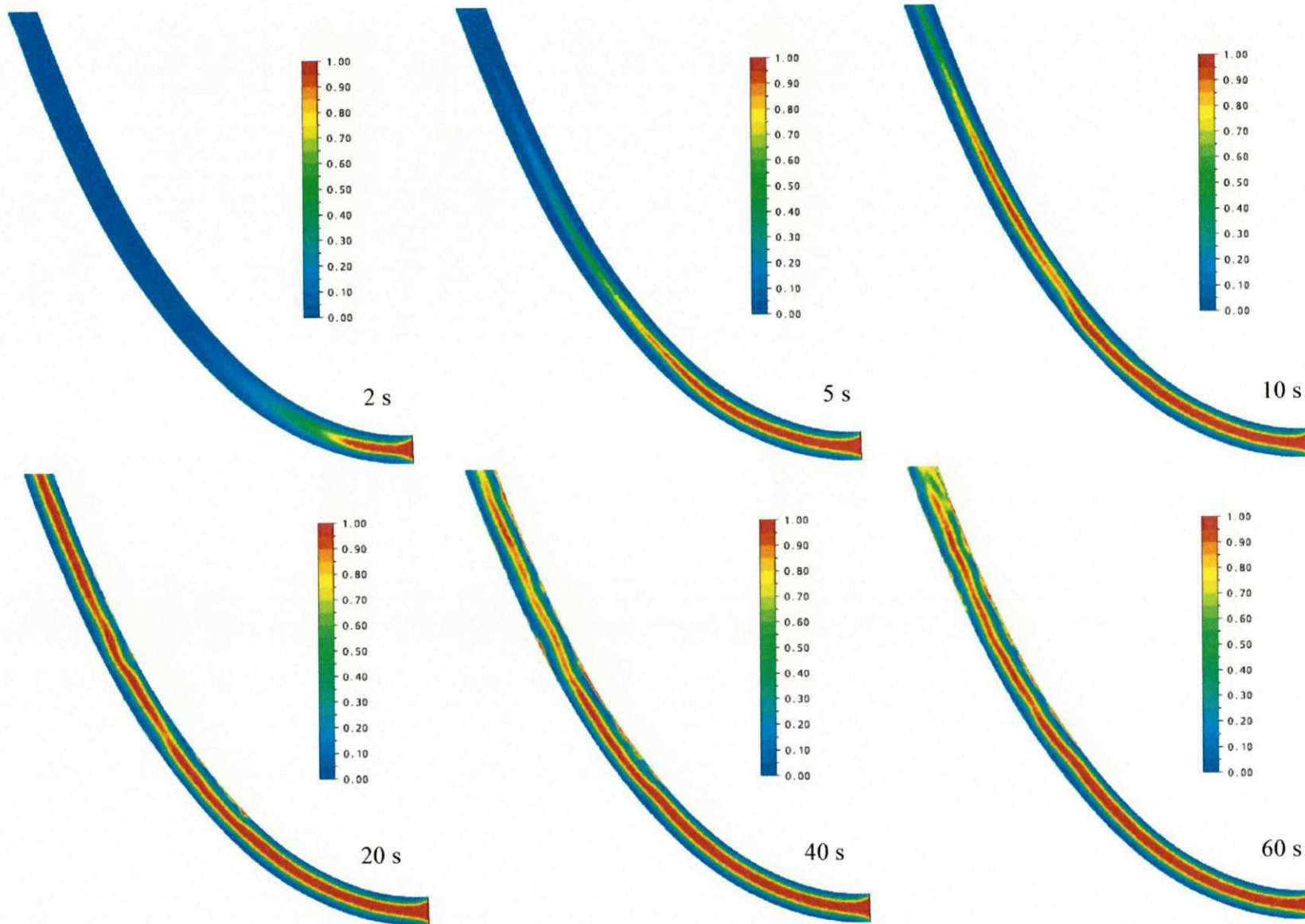


Figura 4.12 – Evolução da fração volumétrica do óleo pesado sobre o plano yz da catenária para $u_w=1,9$ m/s e $u_o=0,2$ m/s em diferentes tempos (Caso 13).

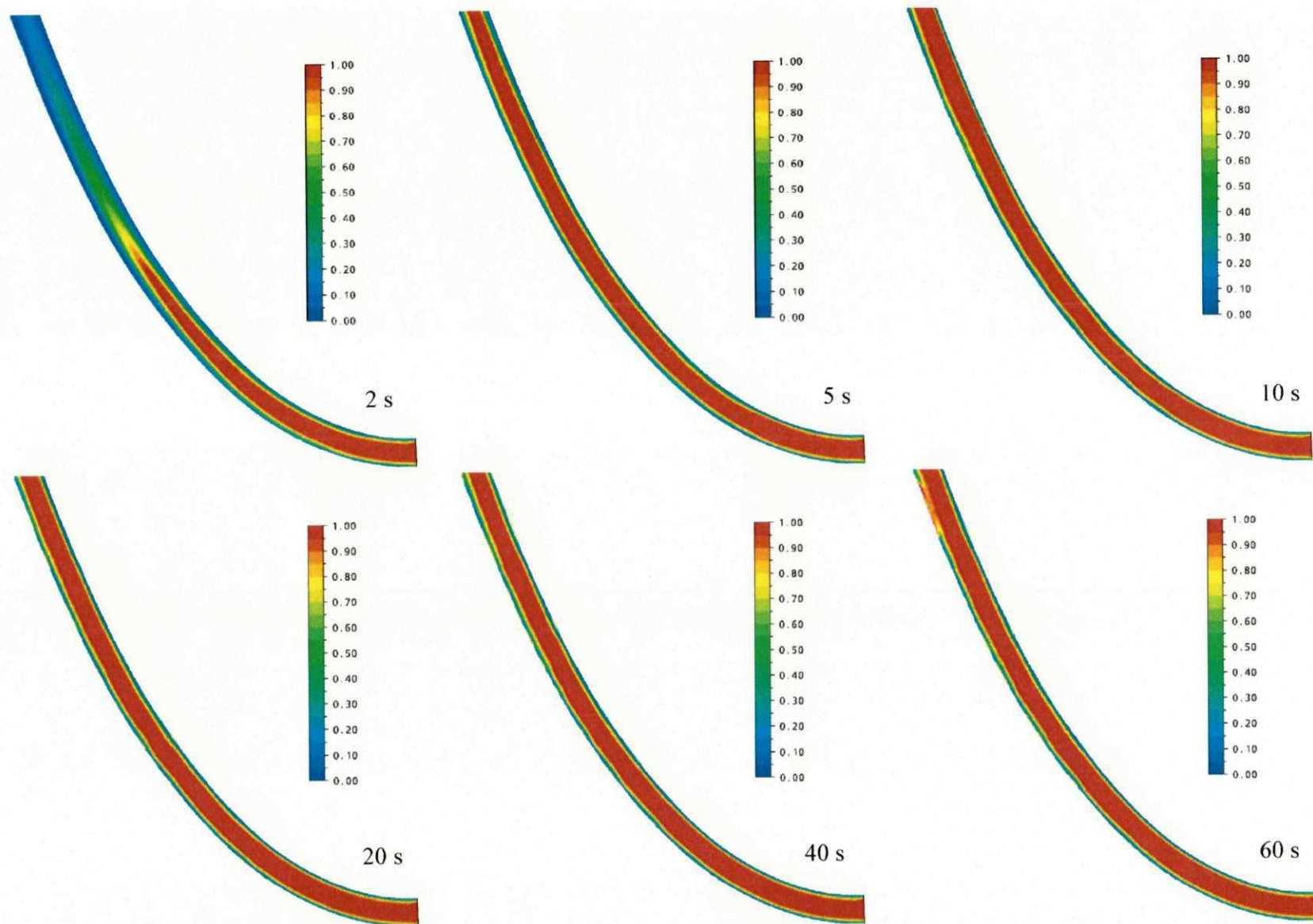


Figura 4.13 – Evolução da fração volumétrica do óleo pesado sobre o plano yz da catenária para $u_w=1,9$ m/s e $u_o=1,2$ m/s em diferentes tempos (Caso 3).

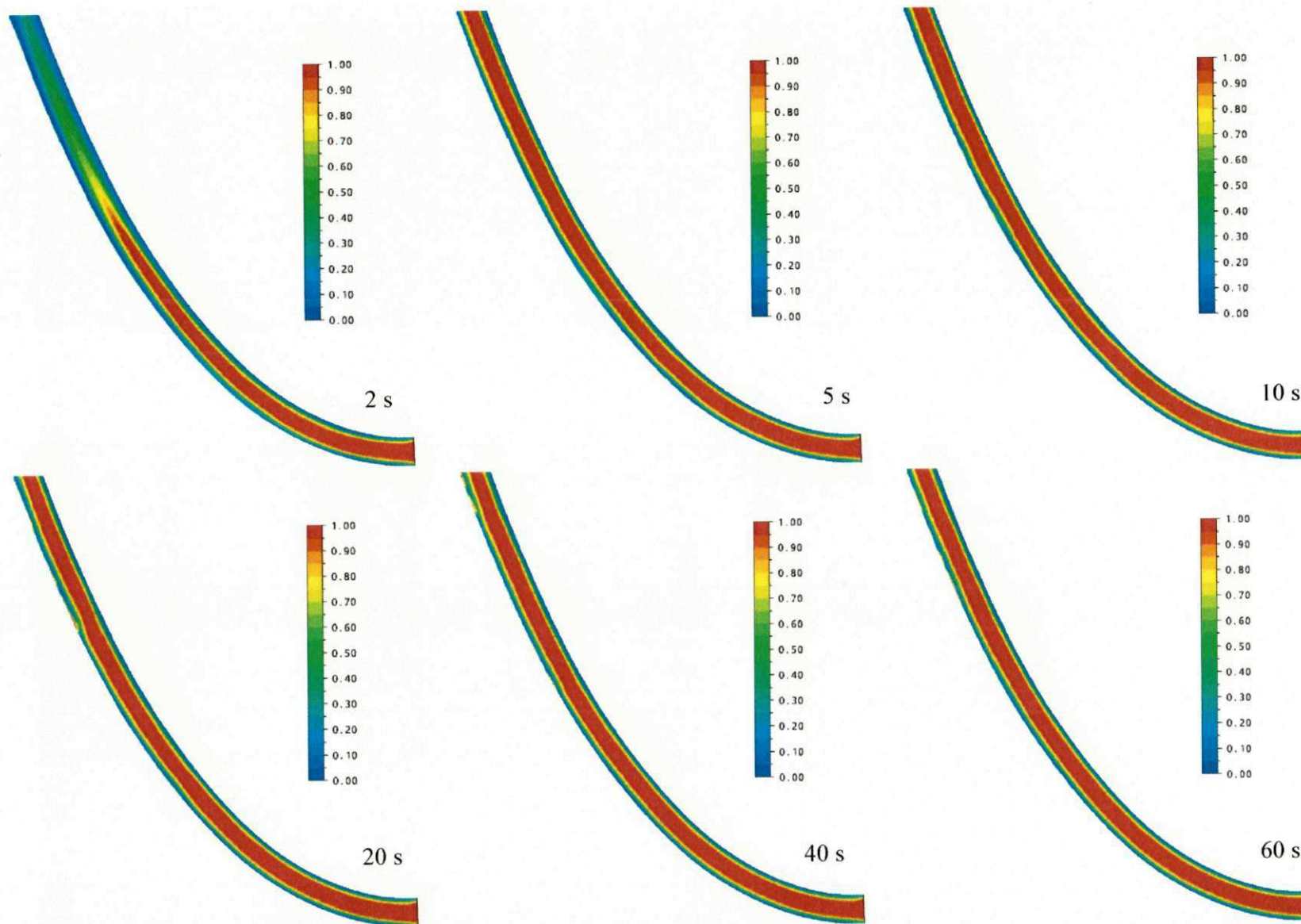


Figura 4.14 – Evolução da fração volumétrica do óleo pesado sobre o plano yz da catenária para $u_w=3,5$ m/s e $u_o=2$ m/s para diferentes tempos (Caso 9).

Os resultados referentes ao escoamento monofásico de óleo da Figura 4.15 ilustram um decréscimo na variação de pressão nos primeiros 20 s, proporcionando uma diferença (entre os valores de 2 s e 20 s) de aproximadamente 164.113,5 Pa. Este fato é explicado pela condição de contorno imposta, qual seja, a temperatura do óleo na seção de entrada como sendo igual a 423 K, o que proporciona uma redução na perda de carga devido a uma redução da viscosidade do óleo pesado e ultraviscoso.

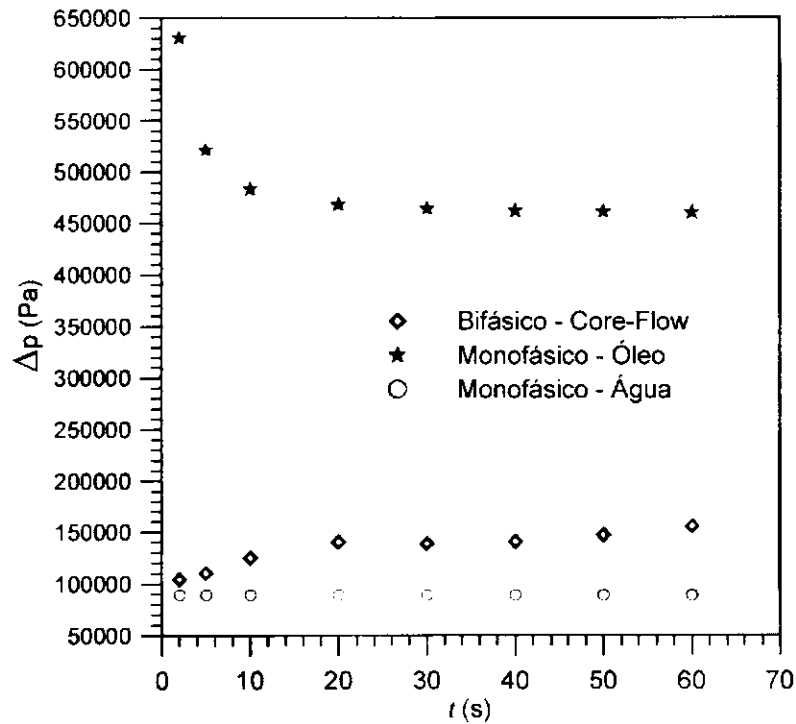


Figura 4.15 – Comparação da queda de pressão entre os escoamentos monofásicos da água e do óleo e o escoamento anular (*core-flow*) água-óleo (Caso 3).

Definindo-se o fator de redução para o escoamento monofásico de óleo pesado, φ_{op} , como a relação entre a diferença de pressão do escoamento monofásico de óleo pesado, ΔP_{op} , e a do escoamento anular (*core-flow*), ΔP_{cf} , tem-se:

$$\varphi_{op} = \frac{\Delta P_{op}}{\Delta P_{cf}} \quad (4.1)$$

O fator de redução para o escoamento monofásico de água, φ_w , corresponde à relação entre a diferença de pressão do escoamento monofásico de água, ΔP_w , e a do escoamento anular (*core-flow*), ΔP_{cf} , dado por:

$$\varphi_w = \frac{\Delta P_w}{\Delta P_{cf}} \quad (4.2)$$

O baixo valor da queda de pressão obtido a partir da razão de ΔP do escoamento monofásico de óleo com o escoamento anular (*core-flow*) na catenária, que neste trabalho foi $\varphi_{op} = 3,44$, pode estar relacionado aos seguintes fatores:

- a) o valor da temperatura do óleo na seção de entrada favorece à redução da viscosidade do óleo o que conduz à redução na perda de carga durante o escoamento monofásico de óleo pesado;
- b) a presença de regiões de incrustações de óleo pesado sobre a superfície da parede da catenária, causando um aumento progressivo na queda de pressão do escoamento bifásico, decorrente de variações locais e instantâneas do *holdup*.
- c) rugosidade da parede da catenária, que no presente trabalho não foi levada em consideração, ou seja, foi admitida uma parede lisa. De acordo com Silva (2003), o fato de se utilizar uma superfície rugosa faz com que se aumente a área superficial, facilitando assim a permanência da água sobre a superfície, o que pode contribuir para uma hidratação mais eficiente, proporcionando a formação de um filme de água entre o óleo e a parede da tubulação. Contudo, recomendam-se estudos neste sentido para um melhor entendimento dos efeitos desta variável sobre o termo hidrodinâmico do escoamento.
- d) Molhabilidade, que é usualmente definida como sendo a tendência do fluido se espalhar ou aderir sobre a superfície sólida na presença de outro fluido. No caso do escoamento anular, a molhabilidade pode ser determinada pela espessura do filme de água, ou seja, se a película de água tem um comportamento estável, a superfície sólida continua molhada com água, mas se a película é instável poderá ocorrer o seu rompimento possibilitando o contato do óleo com a superfície.

Com o intuito de avaliar a influência da velocidade de entrada de água sobre a diferença de pressão (ΔP) com o tempo, estão representados na Figura 4.16 os valores de ΔP em função do tempo de escoamento para diferentes valores da velocidade de água na

seção anular e velocidade constante de óleo na seção cilíndrica. Os resultados desta figura mostram uma pequena variação no comportamento de ΔP , especialmente entre 10 e 40 segundos de operação. Por outro lado, ao se fixar o valor da velocidade da água e variar os valores da velocidade de entrada de óleo, observa-se uma importante variação na diferença de pressão, bem como mudança de comportamento na evolução de ΔP com o tempo, conforme pode ser observado na Figura 4.17. Esta mudança de comportamento é sensivelmente ratificada ao se comparar os casos em que a velocidade de entrada de óleo, u_o , são iguais a 0,2 e 0,9 m/s. Observa-se um comportamento crescente, quase que parabólico, para a caso de u_o igual a 0,2 m/s, enquanto que para 0,9 m/s observa-se um comportamento semelhante aos outros casos estudados. Este fato pode estar relacionado com a possibilidade de formação de uma emulsão de óleo em água, a qual possui menor viscosidade em relação ao óleo, o que explicaria uma menor diferença de pressão observada deste caso em relação aos outros casos estudados.

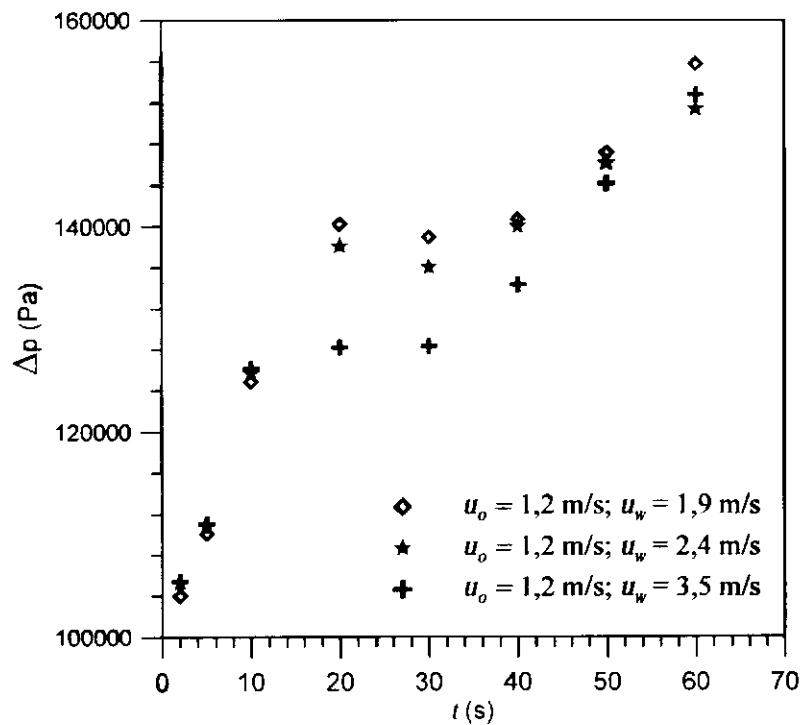


Figura 4.16 – Comportamento da queda de pressão do escoamento anular (*core-flow*) água-óleo quando se varia a velocidade de entrada da água, u_w .

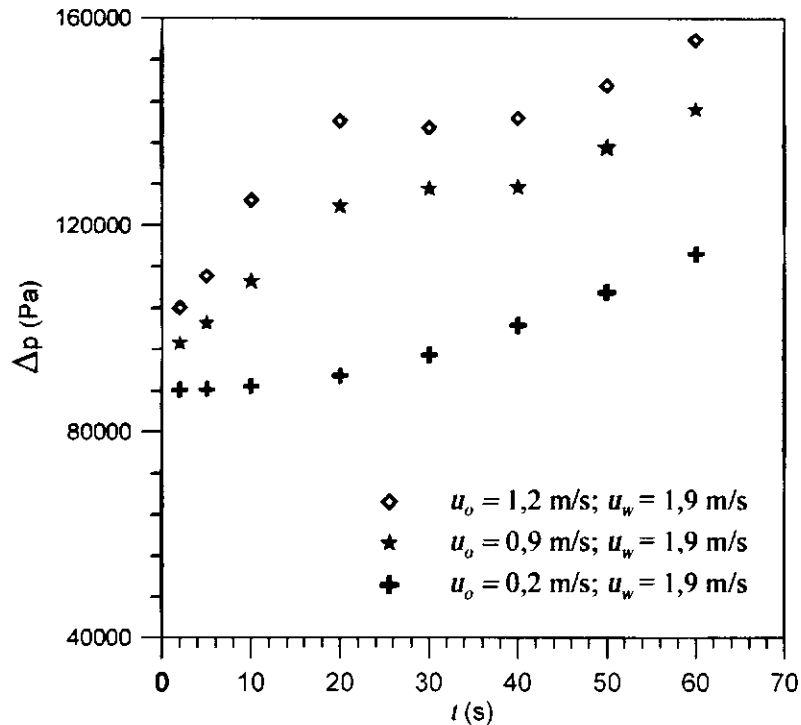


Figura 4.17 – Comportamento da queda de pressão do escoamento anular (*core-flow*) água-óleo quando se varia a velocidade de entrada do óleo, u_o .

Na Figura 4.18 está representado o comportamento do fator de redução dos escoamentos monofásicos de óleo pesado (φ_{op}) e água (φ_w), definidos pelas Equações 4.1 e 4.2, em função da temperatura de entrada do óleo pesado na catenária referente aos Casos 1 a 5, ilustrados na Tabela 3.2. Estes resultados indicam um comportamento crescente do fator de redução para o escoamento de óleo pesado, φ_{op} , enquanto que para a água, φ_w , se mantém praticamente constante. Uma explicação para este fato está na redução da viscosidade do óleo pesado, o que proporciona uma redução na perda de carga no interior da catenária.

O comportamento dos campos de temperatura, viscosidade e pressão ao longo da catenária sobre o plano yz referentes ao Caso 5, no tempo de 60 s, estão representados nas Figuras 4.19 a 4.21. Nota-se que a distribuição de temperatura e de viscosidade varia ao longo da catenária, apresentando maiores gradientes nas proximidades da seção de entrada, bem como nas proximidades da parede da catenária. Este comportamento pode ser melhor visualizado nas ampliações da região destacada nas Figuras 4.19a-b e 4.20a-b. Observa-se ainda que o valor máximo de temperatura está localizado na seção de entrada e que se

propaga no núcleo de óleo proporcionando um gradiente de temperatura em direção à parede da catenária, por esta apresentar o valor mínimo de temperatura.

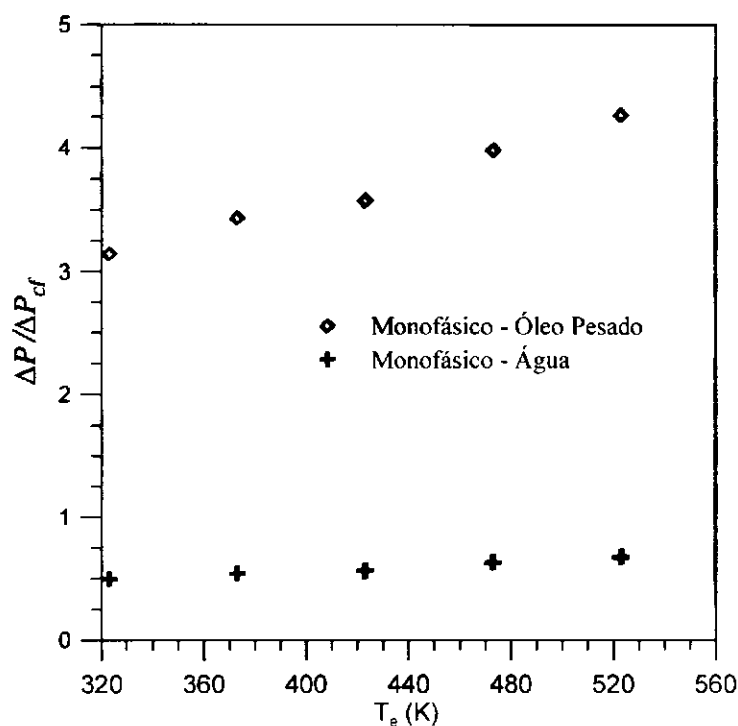


Figura 4.18 – Comportamento das razões de ΔP (monofásico óleo pesado) e ΔP (monofásico água) com relação a ΔP_{cf} (*core-flow*) em função da temperatura de entrada do óleo pesado na catenária (Casos 1-5).

O campo de pressão nos fluidos ao longo da catenária (Caso 5) está representado na Figura 4.21. Há um decréscimo da pressão à medida que se distancia da seção de entrada da catenária, sendo a pressão máxima na entrada e a mínima na saída, proporcionando um diferencial de pressão de 131.003 Pa. Este diferencial de pressão corresponde à diferença de pressão necessária para o deslocamento dos fluidos, levando-se em consideração os efeitos da gravidade.

Com base nos resultados apresentados e discutidos no presente trabalho percebe-se que foram levantadas várias hipóteses que tentam explicar o comportamento do escoamento anular ou *core-flow*, as quais se acredita que devam ser melhor averiguadas, em especial, no que se refere às regiões de incrustações de óleo pesado sobre a superfície

da catenária. Relatou-se que estas incrustações poderiam ser decorrentes da molhabilidade e da rugosidade da parede da catenária. Ainda se tem relatado na literatura a adição de aditivos químicos que podem alterar as propriedades de adesão do óleo à parede dos dutos, a exemplo de Arney *et al.* (1993), Arney *et al.* (1996), Prada (1999), Silva (2003) e Silva *et al.* (2006).

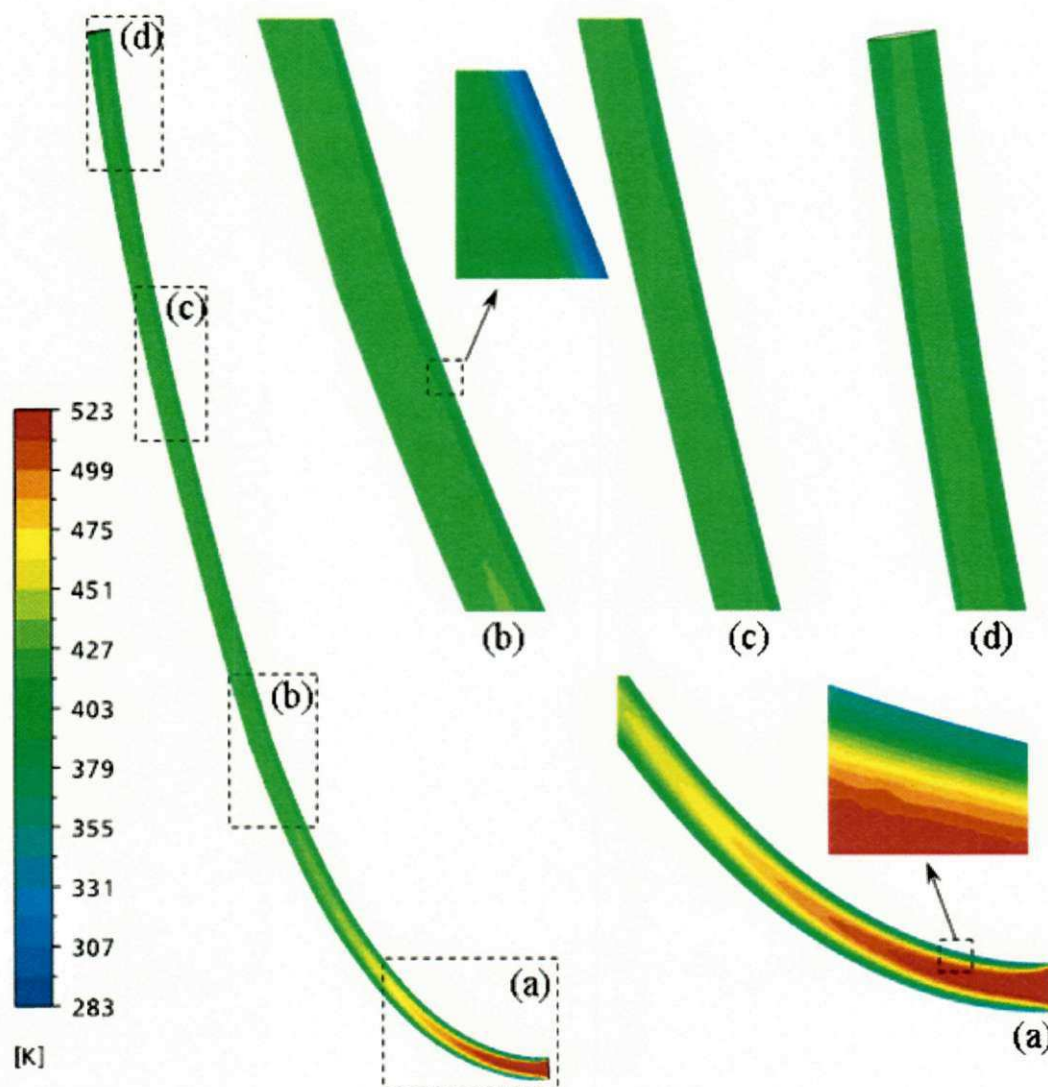


Figura 4.19 – Campo de temperatura do óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 5) para uma temperatura de entrada do óleo pesado, T_o , igual a 523 K

Deve-se, ainda, averiguar os efeitos térmicos sobre o escoamento anular e sobre as regiões de adesão de óleo pesado sobre a superfície da parede da catenária, tendo em vista

que no presente trabalho variou-se apenas a temperatura do óleo na seção de entrada da catenária. Deve-se avaliar qual seria a influência, por exemplo, da temperatura de água na seção de entrada anular sobre o escoamento bem como regiões de aderência de óleo pesado.

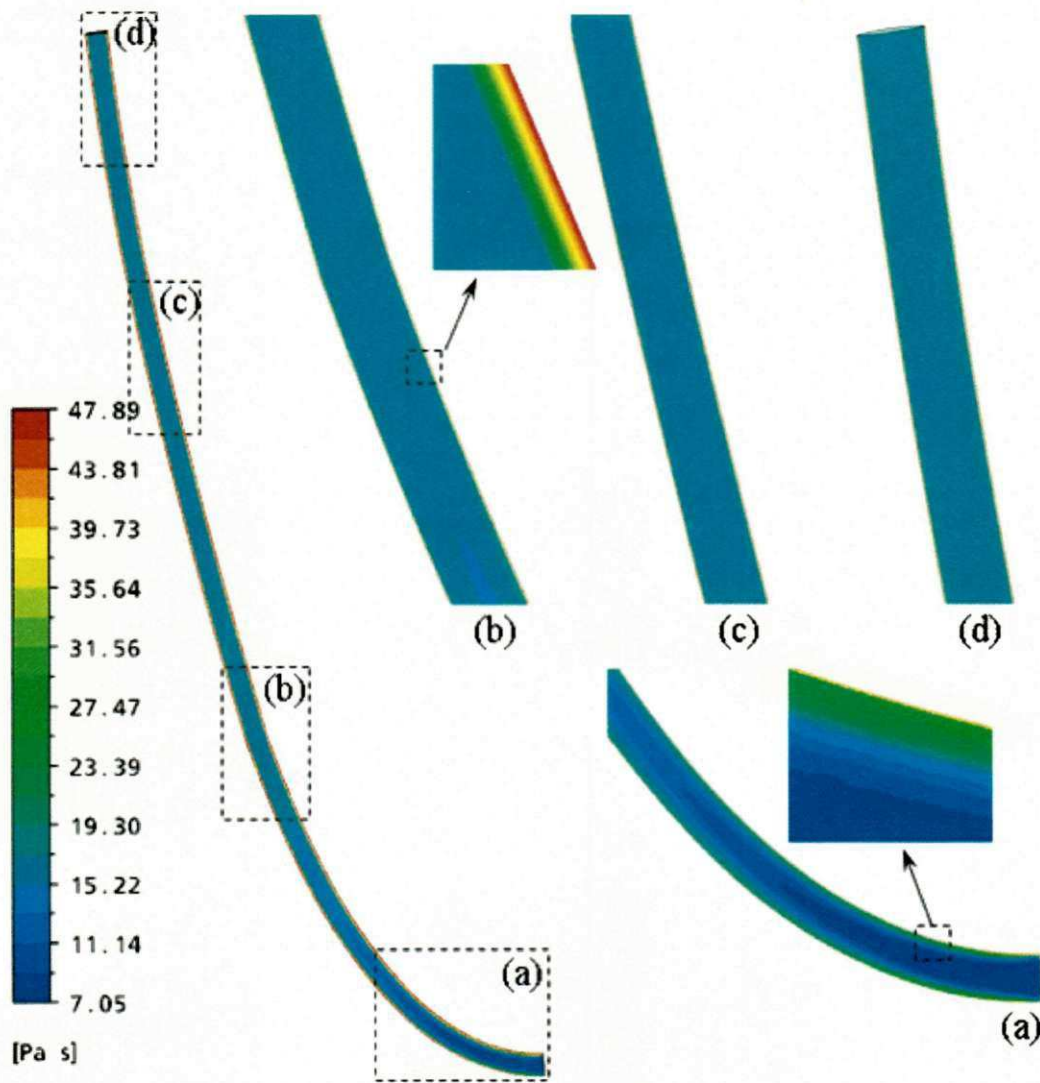


Figura 4.20 – Campo de viscosidade dinâmica do óleo pesado sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 5) para uma temperatura de entrada do óleo pesado, T_o , igual a 523 K

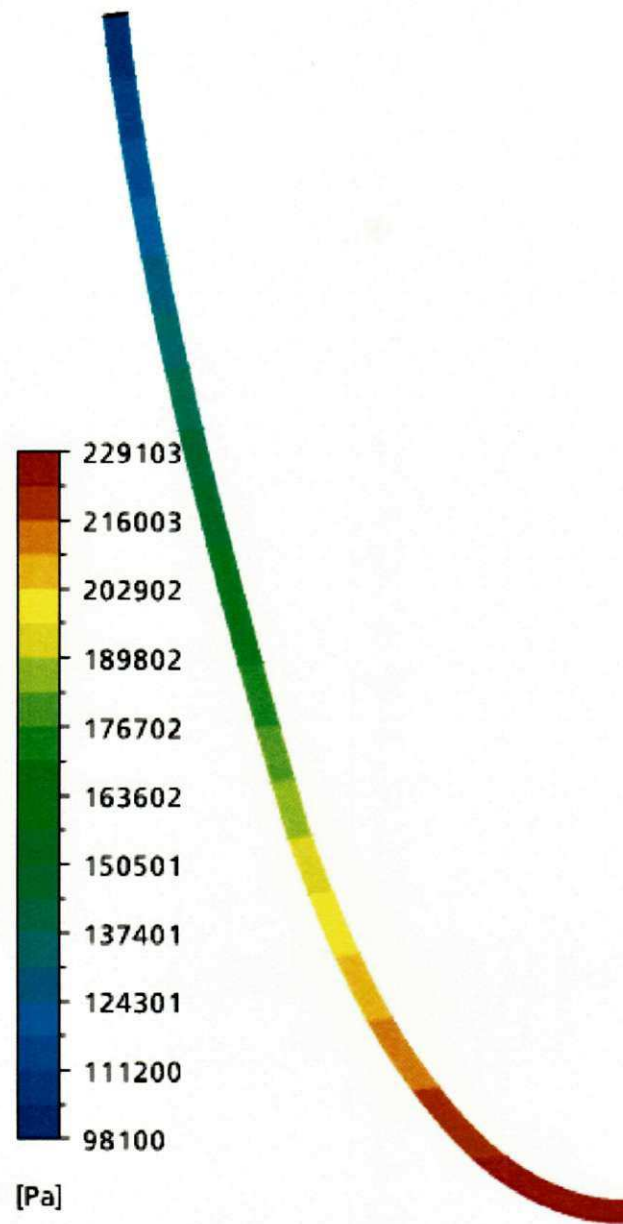


Figura 4.21 – Campo de pressão do escoamento anular (*core-flow*) na catenária sobre o plano yz em $t = 60$ s (Caso 5) e temperatura de entrada do óleo pesado, T_o , igual a 523 K

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

5.1 Conclusões

Baseando-se nos resultados obtidos pode-se concluir que:

- a. Foi observada a presença de um filme de água entre a parede da catenária e o núcleo de óleo pesado e ultraviscoso escoando na região central da catenária, caracterizando o escoamento anular ou *core-flow*.
- b. Foi constatada a presença de regiões de incrustações ou pontos de aderência de óleo pesado ao longo da superfície da catenária. Esta aderência mostrou-se ser dependente da temperatura de entrada de água e óleos pesados. Os resultados demonstram que para baixos valores da temperatura, dentro da faixa estudada (323 a 523 K), maiores quantidades de óleo aderidas à parede da catenária são observadas.
- c. Ao se utilizar o somatório das frações volumétricas de óleo (Σf_o) para quantificar o total de óleo aderido a parede da catenária, verificou-se que a aderência de óleo na superfície interna da parede da catenária apresentou um comportamento decrescente com a variação das velocidades de entrada de água e óleo pesado na seção de entrada da catenária. Para velocidades da água variando entre 1,9 a 3,5 m/s chegou-se a uma variação de Σf_o de 4344 a 3270, respectivamente. Já para velocidade de óleo de 0,2 a 1,2 m/s chegou-se a 6256 a 4344, respectivamente. Estes resultados mostraram que quanto maior o valor de Σf_o maior a área de contato de óleo com a parede da catenária.

- d. A utilização da técnica de *core-flow* proporcionou uma redução na perda de carga de 3,44 vezes se comparado com o escoamento monofásico de óleo pesado e ultraviscoso onde as velocidades de entrada, usadas no escoamento anular, de óleo pesado e água são, respectivamente, iguais a 1,2 m/s e 1,9 m/s. Este baixo valor, se comparado com os disponibilizados na literatura, foram atribuídos a diferentes razões possíveis: regiões de aderência de óleo na parede da catenária; uma instabilidade do escoamento anular decorrente das velocidades relativas utilizadas e, por não ter sido considerado o efeito da rugosidade da parede da catenária, o que afeta a condição de molhabilidade;
- e. A perda de carga no escoamento anular apresentou um comportamento crescente e praticamente linear, com o aumento da velocidade de injeção de óleo na seção de entrada da catenária de 0,2 a 1,2 m/s proporcionando uma variação de pressão variou de 114.464 a 156.481 Pa, respectivamente, mantendo-se a velocidade da entrada da água constante (1,9 m/s).
- f. Ao se variar a velocidade de injeção de água (1,9 a 3,5 m/s) e mantendo-se a velocidade do óleo constante (1,2 m/s) na seção de entrada da catenária, observou-se um comportamento oscilante da diferença de pressão.
- g. Evidenciou-se um comportamento linear decrescente do gráfico da diferença de pressão *versus* a temperatura, com uma inclinação de -231,58 Pa/K, a qual é devida à redução da viscosidade dos fluidos.
- h. Observou-se um movimento ondulatório do escoamento anular ao longo da catenária, todavia fazem-se necessários estudos mais aprofundados deste fenômeno.

5.2 Sugestões

Como sugestões para trabalhos futuros propõe-se:

- a. Avaliar o efeito das flutuações marinhas sobre o escoamento anular no interior da catenária.
- b. Acrescentar tubulações horizontal e vertical à catenária para verificar a influência destas sobre a formação do *core-flow*.
- c. Analisar a influência da rugosidade da parede do duto sobre o fenômeno de aderência de óleo na parede interna da catenária.
- d. Avaliar a influência da molhabilidade e suas causas na estabilidade do escoamento anular ou *core-flow*.
- e. Estudar o formato dos bicos injetores de forma a possibilitar a permanência do core em toda a extensão do *riser*.
- f. Verificar a viabilidade econômica do escoamento *core-flow*.
- g. Averiguar a necessidade de tratamento da água e do óleo após escoarem juntos no duto.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. Andrade, T. H. F., Estudo Numérico do Transporte de Óleos Pesados em Tubos Lubrificadas por Água, Dissertação de Mestrado em Engenharia Química pela Universidade Federal de Campina Grande, PB- Brasil, (2008).
- [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, nº 6, pp. 1061-1076, (1993).
- [3]. Arney, M.S.; Ribeiro, G.S.; Guevara, E.; Bai, R.; Joseph, D.D., Cement-Lined Pipes for Water Lubricated Transport of Heavy Oil, *International Journal Multiphase Flow*, *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 22, nº 2, pp. 207-221, (1996).
- [4]. Babadagli, T.; Al-Bemani, A., Investigations on matrix recovery during steam injection into heavy-oil containing carbonate rocks, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 58, pp. 259-274, (2007).
- [5]. Bai, R. Traveling Waves in a High Viscosity Ratio and Axisymmetric Core Annular Flow. Tese de Doutorado pela Faculty of Graduate School of the University of Minnesota, Minnesota-USA, (1995).
- [6]. 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, (1991).
- [7]. Bai, R.; Kelkar, K.; Joseph, D.D., Direct Simulation of Interfacial Waves in a High Viscosity Ratio and Axissymmetric Core Annular Flow, *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 327, pp 1-34, (1996).
- [8]. Bannwart, A. C. A simple model for pressure drop in horizontal core annular flow. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, vol. 21, nº 2, pp. 233-244, (1999).
- [9]. Bannwart, A. C. Modeling Aspects of Oil-Water Core-annular flows, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 32, pp. 127- 143, (2001).

- [10]. Bannwart, A. C. Pressure Drop in Horizontal Core-annular flow. Third International Conference on Multiphase Flow (ICMF), Lyon, France, June 8-12 (1998).
- [11]. Bannwart, A. C., Bubble Analogy and Stabilization of Core-Annular Flow, Proceedings of the ETCE 2000 & OMAE 2000 Joint Conference – Energy for the New Millennium, CD-ROM, New Orleans, LA, pp. 14-17, 2000.
- [12]. 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).
- [13]. Brauner, N. Two-Phase Liquid-Liquid Annular Flow, International Journal Multiphase Flow, vol. 17, pp. 59-76, (1991)
- [14]. Crivelaro, K.C.O.; Damacena, Y. T.; Andrade, T.H.F.; Lima, A. G. B.; Farias Neto, S. R.. Numerical simulation of heavy oil flows in pipes using the core-annular flow technique. WIT Transactions on Engineering Sciences, vol. 63, pp. 193-203, (2009).
- [15]. Curtis, C.; Kooper, R.; Decoster, E.; Garcia, A.G.; Huggins, C. “Heavy-oil reservoirs”, Oilfield review, vol. 14, n°3, p.30-51, (2002).
- [16]. Damacena, Y.T., Redução do Atrito Durante o Transporte de Óleos Pesados em Dutos, Monografia em Engenharia Mecânica da Unidade pela Universidade Federal de Campina Grande, 111 p. (2009).
- [17]. Huang, A.; Christodoulou, C.; Joseph, D.D., Friction Factor and Holdup Studies for Lubrificated Pipelining- II. Laminar and k-e Models for Eccentric Core-Flow, International Journal of Multiphase Flow, vol. 20, n° 3, pp. 481-491, (1994).
- [18]. Joseph, D. D., Bai, R., Chen, K. P., Renardy, Y. Y., Core-annular flows. Annual Reviews Fluid Mechanical, vol. 29, pp.65–90, (1997).
- [19]. Joseph, D. D., Bannwart, A. C., Liu, Y. J. Stability of Annular Flow and Slugging, International Journal of Multiphase Flow, vol. 22, pp.1247-1254, (1996).
- [20]. Joseph, D. D.; Renardy, M.; Renardy, Y., Fundamental of Two-Fluid Dynamics. Part II: Lubrificated Transport, Drops and Miscible Liquids, Springer Verlag, New York (1993).
- [21]. Joseph, D.D.; Renardy, M.; Renardy, Y., Instability of the Flow of Two Immiscible Liquids with Different Viscosities in a Pipe, Journal of Fluid Mechanics, vol. 141, pp. 309-317, (1984)
- [22]. Mothé, C.G.; Silva Junior, C. Petróleo Pesado e Ultrapesado - Reservas e Produção Mundial, Revista TN Petróleo, vol. 57, (2008).
- [23]. Obregón Vara, R.M., Hidrodinâmica do escoamento Bifásico Água/Óleo Pesado em um Tubo Horizontal, Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade Engenharia Macânica, Instituto de Geociências, 182 p., (2001).

- [24]. 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).
- [25]. Ooms, G., The Hydrodynamic Stability of Core-Annular Flow of Two Ideal Liquids, *Applied Sciences Research*, vol. 26, (1972).
- [26]. Ooms, G.; Poesio, P., Stationary Core-annular flow Through a Horizontal Pipe. *Physical Review*, vol. 68, (2003).
- [27]. 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).
- [28]. 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).
- [29]. Perry, J. H., Ed., *Chemical Engineer's Handbook*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, (1963).
- [30]. Prada, J. W. V., Estudo experimental do escoamento Anular Óleo-Água ("Core-Flow") na Elevação de Óleos Ultraviscosos, Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade Engenharia Macânica, Instituto de Geociências, 192 p. (1999).
- [31]. Prada, J. W. V.; Bannwart, A. C. Pressure Drop in Vertical Core Annular Flow, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, São Paulo (1999).
- [32]. Prada, J. W., & Bannwart, A. C. Pressure drop in vertical core annular flow. *Journal. French Society of Mechanical. Science*, vol. 23, n° 4, (2001).
- [33]. 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* pp. 14-17, New Orleans, LA. *Proceedings of ETCE/OMAE* (2000).
- [34]. Rodriguez, O. M. H.; Bannwart, A.C. Analytical Model for Interfacial Waves in Vertical Core flow. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 54, pp. 173-182, (2006a).
- [35]. Rodriguez, O. M. H.; Bannwart, A.C. Experimental Study on Interfacial Waves in Vertical Core flow. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 54, pp. 140-148, (2006b).
- [36]. Rodriguez, O. M. H.; Bannwart, A.C.; Carvalho, C.H.M., Pressure Loss in Core-Annular Flow: Modeling, Experimental Investigation and Full-Scale Experiments, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 65, pp. 67-75, (2009).
- [37]. Silva, R.C.R., Alteração da molhabilidade de superfícies internas de tubulações utilizadas no transporte de óleos pesados via core-flow Dissertação de Mestrado

em Ciências e Engenharia de Petróleo pela Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP- Brasil, (2003).

- [38]. Silva, R.C.R.; Mohamed, S.R.; 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, pp. 17–25, (2006).
- [39]. Trevisan, F.E., Padrões de Fluxo e Perda de Carga em Escoamento Trifásico Horizontal de Óleo Pesado, Água e Ar, Dissertação de Mestrado de Pós-Graduação Interdisciplinar de Ciências e Engenharia de Petróleo, Campinas, SP - Brasil, (2003).
- [40]. 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).
- [41]. [http://www.slb.com/content/services/solutions/reservoir/heavy_oil.asp?](http://www.slb.com/content/services/solutions/reservoir/heavy_oil.asp) Pesquisa em 29/09/09 22:06h