



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA - CAMPUS I
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE
PROCESSOS**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE ESCOAMENTO ANULAR DE
ÁGUA - ÓLEO PESADO - AR EM DUTOS HORIZONTAIS**

FLÁVIO CÉSAR BRITO NUNES

**CAMPINA GRANDE – PB
Agosto de 2012**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA - CAMPUS I
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE
PROCESSOS**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE ESCOAMENTO ANULAR DE
ÁGUA - ÓLEO PESADO - AR EM DUTOS HORIZONTAIS**

Autor: Flávio César Brito Nunes

Orientadores: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto

Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Curso: Doutorado em Engenharia de Processos

Área de Concentração: Desenvolvimento de Processos

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos,
como requisito para obtenção do título de Doutor em Engenharia de Processos.

Campina Grande – PB
Agosto de 2012





FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCC

N972m Nunes, Flavio Cesar Brito

Modelagem e simulação de escoamento anular de água-óleo pesado – ar em dutos horizontais / Flavio Cesar Brito Nunes - Campina Grande, 2012. 192f.: il.

Tese (Doutorado em Engenharia de Processos) - Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia.

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

Referências.

1. Óleos pesados. 2. Queda de Pressão. 3. *Core-flow*. 4. Escoamento multifásico. 5. Simulação numérica. 6. Validação experimental. I. Título.

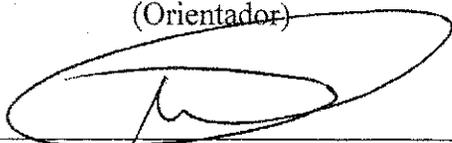
CDU 62-634.2(043)

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA DA TESE DE DOUTORADO DE
FLÁVIO CÉSAR BRITO NUNES, APRESENTADA AO PROGRAMA DE PÓS –
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PROCESSOS DO CENTRO DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE

Tese de Doutorado **aprovada** no dia 22 de agosto de 2012.



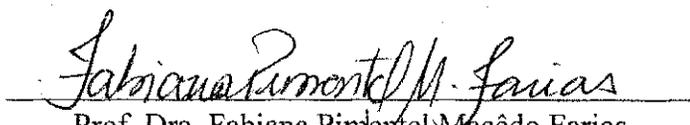
Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto
Unidade Acadêmica de Engenharia Química, Campus Campina Grande / UFCG
(Orientador)



Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima
Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica, Campus Campina Grande / UFCG
(Orientador)



Prof. Dr. Fernando Fernandes Vieira
Departamento de Engenharia Sanitária e Ambiental / UEPB
(Examinador Externo)



Prof. Dra. Fabiana Pimentel Macêdo Farias
Unidade Acadêmica de Tecnologia do Desenvolvimento / UFCG
(Examinadora Externa)



Prof. Dra. Kelen Cristina Oliveira Crivelaro
Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica / UFCG
(Examinadora Externa)



Prof. Dra. Wilma Sáes Cavalcanti
Unidade Acadêmica de Engenharia de Materiais / UFCG
(Examinadora Externa)

Campina Grande - PB, Brasil.

Este exemplar corresponde a versão final da Tese de Doutorado em Engenharia de Processos, defendida por FLÁVIO CÉSAR BRITO NUNES e aprovada pela banca examinadora em 22 agosto de 2012.

Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto (Orientador)

UFCG/CCT/UAEQ

*Dedico este trabalho aos meus pais,
Miguel Nunes Filho e Ana Nanetes de Brito Nunes,
a minha esposa Maria Gorethe de Sousa Lima por todo apoio e carinho,
e aos meus irmãos Sérgio e Ana Paula.*

AGRADECIMENTOS

A Deus, pois o temor do Senhor é glória e honra, alegria e coroa de júbilo. O temor do Senhor alegra o coração, dá contentamento, gozo e vida longa. Quem teme ao Senhor acabará bem e será abençoado no dia da morte (Sl 1, 9 – 11).

Aos professores Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto e Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima pela orientação e esclarecimentos prestados ao longo da execução deste trabalho; por todo apoio, atenção, compreensão, dedicação e amizade.

Ao professor Dr. Wilton Pereira da Silva, pelo apoio e incentivo.

A minha querida esposa Maria Gorethe de Sousa Lima, por todo amor, companheirismo, paciência, colaboração e apoio incondicional, sem o qual este trabalho não seria realizado.

Aos meus amados pais, Miguel Nunes Filho e Ana Nanetes de Brito Nunes; por sempre terem me apoiado em todos os momentos da minha vida.

Aos meus irmãos, por estarem sempre ao meu lado.

A minha sogra Maria de Sousa Lima, e cunhados, por todo carinho, amizade e por estarem dispostos a ajudar sempre que necessário. Muito obrigado por tudo.

A todos os colegas do Programa de Doutorado em Engenharia de processos, que de uma forma ou de outra contribuíram para a realização deste trabalho, em especial aos colegas Jossyl, Vera, Luís, Enivaldo, Acto, Tony e Felipe.

Ao Instituto Federal de Educação Tecnológica do Ceará; pelo apoio para o desenvolvimento deste trabalho, principalmente pela concentração de minhas disciplinas no Instituto para poder cursar as disciplinas do doutorado.

À Universidade Federal de Campina Grande.

Ao programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, na pessoa do Professor Dr. Antonio Gilson Barbosa pelo apoio nas horas necessárias.

Aos Laboratórios de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI) e Computacional de Térmica e Fluidos (LCTF), ambos da Universidade Federal de Campina Grande, pela infra-estrutura necessária para o desenvolvimento deste trabalho.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Tecnologias utilizadas na produção de óleos pesados.	27
Figura 2.2 - Perfil de velocidade em um “perfeito” “ <i>core-flow</i> ”.	34
Figura 2.3 - Perda de pressão para diferentes métodos de transporte de óleos pesados.	35
Figura 2.4 - Esquema de onda bambu para os casos de “ <i>core annular</i> ” de fluxo descendente (a esquerda) e ascendente (a direita).	39
Figura 2.5 - Representação esquemática da produção de um poço via “ <i>core-flow</i> ”.	50
Figura 2.6 - Bocal injetor no sistema “ <i>core-flow</i> ” com redução de diâmetro.	51
Figura 2.7 - Bocal injetor no sistema “ <i>core-flow</i> ”.	51
Figura 3.1 - Representação do circuito experimental de fluxo de óleo-água-ar utilizado no experimento de Trevisan (2003) (sem escala).	67
Figura 3.2 - Representação da tubulação: (a) visão geral, (b) ilustração do espaço anular, (c) região de entrada e (d) região de saída.	69
Figura 3.3 - Representação da tubulação com a localização das tomadas de pressão.	70
Figura 4.1 - Campo de pressão sobre o plano yz para os casos 1 (a), 2 (b), 3 (c) e 4 (d).	91
Figura 4.2 - Gradiente de pressão sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para os casos 1 (a), 2 (b), 3 (c) e 4 (d).	92
Figura 4.3 - Campo de fração volumétrica sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, para o caso 1, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.	93
Figura 4.4 - Campo de fração volumétrica sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, para o caso 2, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.	94
Figura 4.5 - Campo de fração volumétrica sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, para o caso 3, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.	94
Figura 4.6 - Campo de fração volumétrica sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, para o caso 4, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.	95

Figura 4.7 - Gradiente de pressão em diferentes posições axiais (z), para o caso 4: (a) na região adjacente a parede ($y = 0,0141$ m) e (b) sobre o plano xy .	96
Figura 4.8 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar sobre o plano xy , em diferentes posições axiais (z), para o caso 1.	97
Figura 4.9 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar sobre o plano xy , em diferentes posições axiais (z), para o caso 2.	98
Figura 4.10 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar sobre o plano xy , em diferentes posições axiais (z), para o caso 3.	99
Figura 4.11 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar sobre o plano xy , em diferentes posições axiais (z), para o caso 4.	100
Figura 4.12 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 1).	105
Figura 4.13 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 2).	106
Figura 4.14 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 3).	107
Figura 4.15 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 4).	108
Figura 4.16 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 1.	110
Figura 4.17 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 1.	111
Figura 4.18 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 2.	112
Figura 4.19 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e	113

do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 2.	
Figura 4.20 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 3.	114
Figura 4.21 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 3.	115
Figura 4.22 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 4.	116
Figura 4.23 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 4.	117
Figura 4.24 - Comparação entre os perfis de velocidades numérico e analítico obtidos para o escoamento monofásico água (regime turbulento), em $z = 2$ m.	119
Figura 4.25 - Comparação entre os perfis de velocidades numérico e analítico obtidos para o escoamento monofásico óleo pesado (regime laminar), em $z = 2$ m.	119
Figura 4.26 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes frações volumétricas do ar (casos 8 a 12).	123
Figura 4.27 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes frações volumétricas do ar (casos 8 a 12).	124
Figura 4.28 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes frações volumétricas do óleo pesado (casos 13 a 17).	127
Figura 4.29 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes frações volumétricas do óleo pesado (casos 13 a 17).	128
Figura 4.30 - Campo de pressão sobre o plano yz para os casos 18 (a), 19 (b) e 20	130

(c).

- Figura 4.31 - Representação dos campos de fração volumétrica ao longo do interior do duto, para o caso 18, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar. 131
- Figura 4.32 - Representação dos campos de fração volumétrica ao longo do interior do duto, para o caso 19, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar. 132
- Figura 4.33 - Representação dos campos de fração volumétrica ao longo do interior do duto, para o caso 20, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar. 132
- Figura 4.34 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar, sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 18. 133
- Figura 4.35 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar, sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 19. 134
- Figura 4.36 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar, sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 20. 135
- Figura 4.37 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 18). 136
- Figura 4.38 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 19). 137
- Figura 4.39 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 20). 138
- Figura 4.40 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 18. 139
- Figura 4.41 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 18. 140
- Figura 4.42 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições 141

axiais (z) e $x = 0$, para o caso 19.

- Figura 4.43 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo (a) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 19. 142
- Figura 4.44 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 20. 143
- Figura 4.45 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 20. 144
- Figura 4.46 - Queda de pressão, em função da rugosidade do duto, para o escoamento: (a) monofásico água (caso 5: $w_{total} = 0,49 \text{ kg/s}$) e (b) trifásico (caso 4: $w_{total} = 0,49 \text{ kg/s}$). 146
- Figura 4.47 - Queda de pressão, em função da rugosidade da superfície interna do duto, no escoamento trifásico, para o caso 1 ($w_{total} = 0,24 \text{ kg/s}$). 147
- Figura 4.48 - Campo de pressão sobre o plano yz, para o caso 21. 149
- Figura 4.49 - Viscosidade dinâmica do óleo pesado, em função da posição transversal (y), em $z = 0,8 \text{ m}$, para o caso 21 (sistema não-isotérmico). 150
- Figura 4.50 - Representação dos campos de fração volumétrica ao longo do interior do duto, para as três fases do caso 21: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar. 150
- Figura 4.51 - Viscosidade dinâmica do óleo pesado, em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 21 (sistema não-isotérmico). 151
- Figura 4.52 - Distribuição das temperaturas da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 21 (sistema não-isotérmico). 152
- Figura A1 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, obtido nas primeiras simulações dos casos 1, 2, 3 e 4. 168
- Figura A2 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, obtido nas simulações dos casos 1, 2, 3 e 4. 170

Figura C1 - Superfície do duto cilíndrico criado no <i>software</i> Ansys Icem CFD 11.0.	186
Figura C2 - Superfície criada no <i>software</i> Ansys Icem CFD 11.0, correspondente a entrada de água.	187
Figura C3 - Superfície criada no <i>software</i> Ansys Icem CFD 11.0, correspondente a entrada de óleo.	187
Figura C4 - Superfície criada no <i>software</i> Ansys Icem CFD 11.0, correspondente a saída dos fluidos.	188
Figura C5 - Representação fictícia do duto, criada no <i>software</i> Ansys Icem CFD 11.0.	189
Figura C6 - Representação fictícia do duto <i>Blocado</i> , criada no <i>software</i> Ansys Icem CFD 11.0.	190
Figura C7 - Ilustração da malha estruturada na entrada de água.	191
Figura C8 - Ilustração da malha estruturada referente a parede do duto próxima a região de entrada.	191
Figura C9 – Ilustração da malha estrutura na saída do duto.	192
Figura C10 – Detalhes da malha estruturada na parede do duto.	192

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Dados experimentais obtidos por Trevisan (2003).	68
Tabela 3.2 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K), para os casos 1, 2, 3 e 4.	77
Tabela 3.3 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K), para os casos 5 e 6.	78
Tabela 3.4 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K), para o caso 7.	79
Tabela 3.5 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K) e diferentes frações volumétricas de ar e água, na entrada de óleo.	80
Tabela 3.6 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K) e diferentes frações volumétricas de óleo pesado e água, na entrada de óleo.	81
Tabela 3.7 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K) e diferentes frações volumétricas dos fluidos.	81
Tabela 3.8 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema não-isotérmico (caso 21).	84
Tabela 3.9 - Propriedades termofísicas dos fluidos.	85
Tabela 3.10 - Métodos numéricos e os critérios de convergência adotados para o escoamento trifásico isotérmico e não-isotérmico.	87
Tabela 4.1 - Comparação entre os resultados da queda de pressão (ΔP) obtidos nas simulações (casos 1, 2, 3 e 4) e os obtidos experimentalmente por Trevisan (2003).	90
Tabela 4.2 - Propriedades termofísicas dos fluidos e características de escoamento obtidos no núcleo de óleo ($y = 0$ m) e no espaço anular ($y = 0,0134$ m), sobre o plano xy, em $z = 2,99$ m, para os casos* 1, 2, 3 e 4.	101
Tabela 4.3 - Diferença de densidade entre as misturas presentes no núcleo de óleo ($y = 0,0$ m) e no espaço anular ($y = 0,0134$ m), $\Delta \rho_m$, em diferentes posições axiais ($z = 0,4$ m, $0,8$ m, $1,61$ m e $2,99$ m), e diferença de densidade global do sistema, $\Delta \rho_{m\text{global}}$ *, para os casos** 1, 2, 3 e 4.	104

Tabela 4.4 - Comparação entre os resultados das quedas de pressão (ΔP) obtidas analiticamente e numericamente, para os casos 5 e 6.	120
Tabela 4.5 - Queda de pressão dos escoamentos monofásico água (caso 5), monofásico óleo pesado (caso 6), bifásico óleo pesado-água (caso 7) e trifásico água-óleo pesado-ar (caso 4).	121
Tabela 4.6 - Resultados de queda de pressão, obtidos numericamente, na região de teste do duto, considerando o sistema isotérmico ($T = 298K$), para os casos 8, 9, 10, 11 e 12.	122
Tabela 4.7 - Resultados das densidades das misturas presentes no núcleo de óleo ($y = 0,0$ m) e no espaço anular ($y = 0,0134$ m), ρ_m , e das diferenças de densidade entre estas misturas, $\Delta\rho_m$, em função da variação da fração volumétrica de ar, na posição axial (z) igual a 2,99 m.	125
Tabela 4.8 - Resultados de queda de pressão, obtidos numericamente, na região de teste do duto, considerando o sistema isotérmico ($T = 298K$), para os casos 13, 14, 15, 16 e 17.	126
Tabela 4.9 - Resultados das densidades das misturas presentes no núcleo de óleo ($y = 0,0$ m) e no espaço anular ($y = 0,0134$ m), ρ_m , e das diferenças de densidade entre estas misturas $\Delta\rho_m$, em função da variação da fração volumétrica de óleo pesado, na posição axial (z) igual a 2,99 m.	129
Tabela 4.10 - Resultados das quedas de pressão obtidas nas simulações dos casos 18, 19 e 20.	130
Tabela 4.11 - Comparação entre os resultados das quedas de pressão, obtidas das simulações dos casos 18, 19 e 20, nas temperaturas de 298 e 333 K.	148
Tabela A1 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, para o sistema isotérmico (298 K), nas primeiras simulações dos casos 1, 2, 3 e 4.	166
Tabela A2 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K), nas simulações dos casos 1, 2, 3 e 4.	169
Tabela A3 - Resultados das simulações realizadas com as condições de fronteira especificadas na Tabela A2.	169
Tabela A4 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, para o sistema isotérmico (298 K), nas simulações dos casos 1, 2, 3 e 4.	170

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

$A\alpha\beta$	Densidade de área interfacial	[-]
$C1$	Constante do modelo κ - ϵ	[-]
$C2$	Constante do modelo κ - ϵ	[-]
CD	Coefficiente de arraste	[-]
$C\mu$	Constante do modelo κ - ϵ	[-]
$D\alpha\beta$	Arraste total	[N]
$d\alpha\beta$	Coefficiente de escala de comprimento de mistura.	[mm]
fA	Fração volumétrica de água	[-]
fO	Fração volumétrica de óleo	[-]
g	Aceleração da gravidade terrestre	[m/s ²]
$G\alpha$	Geração de energia cinética turbulenta	[kg/m/s ³]
$M\alpha$	Força de arraste interfacial	[N/m ³]
P	Pressão	[Pa]
$Pest$	Pressão estática	[Pa]
Q	Fluxo volumétrico	[m ³ /s]
R	Raio do tubo	[m]
r	Raio do núcleo de óleo	[m]
$SMSc\alpha$	Fonte de massa	[N/m ³]
$SMá$	Fonte de momento devido a força de corpo externa	[N]
t	Tempo	[s]
$U_{\text{água}}$	Velocidade da água	[m/s]
$U_{\text{óleo}}$	Velocidade do óleo	[m/s]
U_{ar}	Velocidade do óleo	[m/s]
U_r	Velocidade radial	[m/s]
U_z	Velocidade axial	[m/s]
U_{θ}	Velocidade tangencial	[m/s]

Letras Gregas

$\sigma\epsilon$	Constante do modelo κ - ϵ	[-]
$\sigma\kappa$	Constante do modelo κ - ϵ	[-]

ρ	Densidade	[Kg/m ³]
$\rho_{\alpha\beta}$	Densidade da mistura	[Kg/m ³]
$\kappa\alpha$	Energia cinética turbulenta	[m ² /s ²]
α e β	Fases envolvidas	[-]
$\epsilon\alpha$	Taxa de dissipação	[m ² /s ³]
$\Gamma_{\alpha\beta}$	Taxa de fluxo mássico por unidade de volume	[kg/s/m ³]
μ	Viscosidade cinemática	[kg/m/s]
$\mu_t\alpha$	Viscosidade turbulenta	[kg/m/s]

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo estudar, via simulação numérica, o comportamento fluidodinâmico do escoamento trifásico água-óleo pesado-ar, durante o transporte de óleos pesados e ultraviscosos em dutos horizontais, utilizando a técnica “*core annular flow*” em sistemas isotérmico e não-isotérmico. O modelo matemático utilizado foi o não-homogêneo, utilizando-se a estrutura Euleriana-Euleriana, para derivar as equações governantes. Considerou-se o modelo de mistura para tratar os termos de transferência de momento interfacial entre as fases contínuas (água-óleo pesado) e o modelo de partícula para tratar os termos de transferência de momento interfacial entre as fases dispersa e contínua (ar-óleo pesado). Foram avaliadas as influências da velocidade superficial, fração volumétrica, rugosidade do duto e propriedades termofísicas dos fluidos sobre o padrão de escoamento e queda de pressão. Os resultados obtidos, comparados com dados experimentais, mostraram que a técnica *core-flow* foi eficiente para o transporte trifásico de água-óleo pesado-ar. Observou-se ainda que os fluidos deslocavam-se com a mesma velocidade real (“*in situ*”), comportando-se como uma mistura. Os maiores gradientes de pressão encontravam-se na região de entrada do duto, porém, quando o escoamento tornava-se completamente desenvolvido, os gradientes de pressão tornavam-se constantes. Isto sugere a possibilidade de previsões de quedas de pressão em dutos com maiores comprimentos. Foi verificada excentricidade do núcleo de óleo causada pelo empuxo, a qual foi contrabalançada pelo gradiente de pressão, exercido pela parede, na direção vertical. Verificou-se que as vazões volumétricas do ar e do óleo pesado, e rugosidade da superfície do duto, exerceram forte influência no comportamento do escoamento e na queda de pressão. Concluiu-se que a modelagem matemática utilizada foi adequada para representação física do escoamento trifásico água-óleo pesado-ar, uma vez que conseguiu predizer satisfatoriamente o comportamento das quedas de pressão ao longo do escoamento, os perfis de velocidade e a influência da temperatura e da rugosidade do duto sobre o sistema.

Palavras-Chaves:

Óleos pesados, Queda de pressão, *Core-flow*, Escoamento multifásico, Simulação numérica, Validação experimental.

ABSTRACT

In this work numerical simulation was employed to study the fluid dynamic behavior of a three-phase flow system comprised by water-heavy oil- air. The focus was on the transport of heavy oils and ultraviscous in horizontal pipelines, using the technique "core annular flow" in isothermal and non-isothermal system. The mathematical model used was non-homogeneous and Eulerian-Eulerian structure was employed to derive the governing equations. Two models were considered in order to couple the terms of the interfacial transfer of momentum: a mixture model in continuous phase (water-heavy oil) and a particle model, for dispersed and continuous phases (air- heavy oil). Through these models the influence of superficial velocity, volume fraction, roughness of the pipeline, fluid thermophysical properties, flow pattern and pressure drop were then investigated. The results obtained were compared with experimental data and showed that the core-flow technique proved to be efficient for the transport of three-phase flows. Findings showed that the fluids moved with same velocity (*in situ*), behaving as a mixture. It was observed higher pressure gradients in the entrance region of the duct. However, when the flow became fully developed (*i.e.* stable), the pressure gradients became constant. Thus, this may allow estimates in pressure drops in pipes of greater length. Findings showed that core oil eccentricity was caused by buoyancy. This buoyancy was balanced by pressure gradient caused by duct wall in the vertical direction. The volumetric flow of air and heavy fuel oil, and the surface roughness of the pipe, exerted a strong influence on the behavior of the flow and pressure drop. Conclusively, the mathematical approach was adequate for the physical representation of the of three-phase flow water- heavy oil -air, as well it was able to predict pressure drops along the flow, velocity profiles and the influences of temperature and duct roughness on the system.

Keywords:

Heavy oil, Pressure drop, Core flow, Multiphase flow, Numerical simulation, Experimental validation.

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	22
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1 Óleos pesados	26
2.1.1 Características gerais	26
2.1.2 Tecnologias para intensificar a produção de óleos pesados	28
2.1.2.1 Elevação artificial	28
2.1.2.2 Poços horizontais	29
2.1.2.3 Métodos térmicos	29
2.1.2.4 Produção fria	30
2.2 Transporte de óleos pesados em dutos	31
2.2.1 Escoamento anular ou “ <i>core anular flow</i> ”	31
2.2.2 Escoamento anular perfeito (PCAF)	33
2.2.3 Escoamento anular ondulado (WCAF)	35
2.2.4 Estado da arte	40
2.2.4.1 Dispositivos e escala piloto	49
2.3 Modelagem matemática para o escoamento multifásico	52
2.3.1 As equações de conservação	52
MATERIAIS E MÉTODOS	65
3.1 O problema físico	65
3.1.1 Descrição	65
3.1.2 Aparato e procedimento experimental	66
3.1.3 Domínio de estudo	68
3.2 Modelagem matemática	70
3.2.1 Validação experimental	70
3.2.1.1 Considerações sobre o modelo e condições de contorno	70
3.2.2 Validação teórica	77
3.2.3 Eficiência da técnica “ <i>core-flow</i> ”	78
3.3 Avaliação do escoamento trifásico	80
3.3.1 Efeito das frações volumétricas dos fluidos (sistema isotérmico)	80
3.3.2 Efeito da rugosidade da parede do duto na queda de pressão (sistema	82

isotérmico)	
3.3.3 Efeito da temperatura na queda de pressão (sistema isotérmico)	82
3.3.4 Efeito da transferência de calor na termohidrodinâmica do escoamento (sistema não-isotérmico)	83
3.4 Simulação numérica	85
3.4.1 O software Ansys CFX	85
3.4.2 A malha numérica	86
3.4.3 Procedimentos para solução numérica	87
RESULTADOS E DISCUSSÃO	89
4.1 Considerações iniciais	89
4.2 Validação	90
4.2.1 Validação experimental	90
4.2.2 Validação teórica	118
4.3 Avaliação da eficiência da técnica “ <i>core-flow</i> ”	120
4.4 Avaliação da termohidrodinâmica do escoamento trifásico	121
4.4.1 Efeito das frações volumétricas dos fluidos (sistema isotérmico)	121
4.4.1.1 Efeito da fração volumétrica do ar	122
4.4.1.2 Efeito da fração volumétrica de óleo pesado	126
4.4.1.3 Efeito das frações volumétricas de água no núcleo de óleo e de óleo pesado no espaço anular	130
4.4.2 Efeito da rugosidade da parede do duto na queda de pressão (sistema isotérmico)	145
4.4.3 Efeito da temperatura (sistema isotérmico)	148
4.4.4 Efeito da transferência de calor (sistema não-isotérmico)	149
CONSIDERAÇÕES FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	153
5.1 Considerações finais	153
5.2 Sugestões para trabalhos futuros	155
REFERÊNCIAS	156
APÊNDICE A	166
APÊNDICE B	172
APÊNDICE C	185

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Ao longo de milhões de anos, a matéria orgânica, principalmente o plâncton, metabolizada pela ação de bactérias em meios com baixo teor de oxigênio, foi se acumulando no fundo dos oceanos, mares e lagos e, pressionada pelos movimentos da crosta terrestre, transformou-se na substância oleosa denominada petróleo. Esse produto é encontrado em bacias sedimentares específicas, formadas por camadas ou lençóis porosos de areia, arenitos ou calcários (ANEEL, 2008).

A maior parte das reservas de petróleo do mundo corresponde a hidrocarbonetos viscosos e pesados. Segundo Alboudwarej (2006), as estimativas do total de reservas de petróleo no mundo oscilam entre 9 a 13 trilhões de barris. Os óleos pesados são definidos como óleos com grau API inferior a 20° e superior a 10°, densidade maior que 0,9g/ml e, em geral, contém metais pesados como o Vanádio e Níquel, além de Enxofre, apresentando viscosidade elevada, na ordem de 100 cP (ou superior), em condições de reservatório. Estas são características que aumentam as dificuldades de exploração e a tornam onerosa, dificultando, sobretudo, sua movimentação, desde o reservatório até a superfície (OLSEN & RAMZEL, 1992).

Atualmente, no Brasil, 14% das reservas estão localizadas em terra, 13% em lâminas d'água de até 400 m, 34% em lâminas d'água de 400 m a 1000 m e 39% em lâminas d'água acima de 1000 m. O petróleo nacional, com $10 < ^\circ\text{API} < 22$, é classificado pela Agência Nacional do Petróleo (ANP) como óleo pesado. A maior parte da reserva brasileira é constituída de óleo pesado em águas profundas, gerando dificuldades técnicas de exploração (VARA *et al.*, 2001; CURTIS *et al.*, 2002). Além disso, volumes significativos de óleos pesados e de alta viscosidade vêm sendo descobertos nas Bacias de Campos e de Santos, que são bacias de produção "offshore" no Brasil.

De acordo com o Programa Tecnológico de Óleos Pesados (Propes) do Centro de Pesquisas da Petrobrás Projeto de Expansão (CENPES), os volumes de óleos pesados e viscosos descobertos nos últimos anos nas bacias de Campos e Santos já ultrapassam 15 bilhões de barris. Além de sua alta densidade e viscosidade, a maior parte deste óleo encontra-se sob uma lâmina de água com mais de 1000 m, o que exige tecnologias

INTRODUÇÃO

sofisticadas e caras para sua extração. Este fato pode conduzir a uma menor produtividade do reservatório de óleos pesados se comparado com a produção de óleos leves do tipo “Brent”. Todavia, o interesse na produção de óleos pesados e ultraviscosos têm aumentado nos últimos anos devido a grande quantidade de reserva acessível e ao aumento do consumo de petróleo e diminuição das reservas de óleo leve (ANDRADE, 2008).

Contudo, o aproveitamento comercial de acumulações de óleos pesados depende de técnicas específicas para produzi-los e transportá-los. Estas atividades representam um desafio econômico e tecnológico para as grandes companhias de petróleo decorrente da alta densidade e viscosidade do fluido e a presença de não-hidrocarbonetos. Durante o transporte, a alta viscosidade dos óleos pesados induzem a uma elevada perda de carga quando em contato direto com a parede de uma tubulação convencional, o que exige elevadas potências dos dispositivos de bombeamento para assegurar elevadas vazões.

Diante dessas dificuldades, uma tecnologia bastante interessante vem sendo estudada ao longo dos últimos anos, baseada na introdução de um fluido lubrificante de baixa viscosidade, em geral água, na tubulação, por meio de um mecanismo de injeção especial que promove a formação de uma fina camada deste fluido nas proximidades da parede do tubo. Esta técnica é conhecida como escoamento anular (*core annular flow*, ou, simplesmente, “*core-flow*”) que segundo os trabalhos experimentais de Ooms *et al.* (1984), Bai *et al.* (1992), Prada e Bannwart, (2000) e Bensakhria *et al.* (2004), permite a redução de cerca de 90% da perda de carga.

Porém, apesar da eficiência da técnica “*core-flow*” já ter sido verificada, tanto em termos de consumo de energia como em volume de óleo pesado produzido, ela ainda precisa ser avaliada em situações práticas, principalmente as que envolvem o transporte de óleo pesado na presença de uma terceira fase, o gás, que inicialmente está em solução, porém, em consequência da queda de pressão ao longo do duto, se desprende, formando bolhas, que ao longo da tubulação se expandem e aceleram, resultando na alteração do padrão de escoamento. Contudo, por ser um sistema multifásico (água-óleo pesado-gás), onde o padrão de escoamento pode ser afetado por diversas propriedades termofísicas dos fluidos (por exemplo viscosidade, massa específica e temperatura) e parâmetros de escoamento (vazões volumétricas, frações volumétricas e velocidade), a análise do comportamento fluidodinâmico do escoamento trifásico, durante o transporte de óleos

pesados e ultraviscosos em dutos, utilizando a técnica “*core annular flow*” torna-se bastante complexa.

Neste contexto, uma das alternativas viáveis para este estudo é a simulação numérica a partir de modelos matemáticos previamente definidos e implementados em um aplicativo computacional. Esta ferramenta, aliada a dados experimentais, possibilita a verificação do modelo adotado e viabiliza o estudo das condições ideais e reais de escoamento trifásico utilizando-se a técnica “*core-flow*”.

No entanto, após consulta a literatura, verifica-se que existem poucos trabalhos desenvolvidos acerca do comportamento fluidodinâmico do escoamento anular considerando a presença das três fases (óleo pesado, água e gás) durante o transporte de óleo pesado em escalar real. Por essa razão, ainda existem algumas lacunas concernentes ao tema em questão, dentre as quais podem ser citadas: a estabilidade hidrodinâmica do padrão anular trifásico e os critérios de transição, o papel da molhabilidade da parede, do escorregamento entre as fases, da inclinação e do diâmetro do duto na manutenção do padrão anular. Além disso, do ponto de vista prático, há também uma série de questões a serem respondidas, tais como: os efeitos da presença de gás em solução no óleo, a garantia da lubrificação no padrão anular em junções, curvas e conexões, a geração de correlações mais eficientes para a previsão da fração volumétrica “*in situ*” das fases e da queda de pressão em escoamento trifásico óleo pesado-água-gás, assim como o estudo de outros padrões de fluxo anular óleo-água-gás que sejam também viáveis para o transporte de óleos pesados.

Ante o exposto, e motivado pela crescente importância da exploração e transporte de óleos pesados e ultra viscosos, associado ao fato de que a maioria dos trabalhos que empregam a tecnologia “*core-flow*” para o transporte destes óleos têm focado suas atenções em trabalhos experimentais, e que apresentam em alguns casos uma modelagem matemática simples, baseada em correlações, este trabalho pretende dar uma contribuição numérica visando compreender fisicamente os fenômenos envolvidos e fornecer soluções mais amplas acerca do processo de transporte de fluidos em escoamento trifásico, possibilitando, assim, o projeto de sistemas hidrodinâmicos mais confiáveis.

Neste sentido, o objetivo geral desse trabalho é estudar, via simulação numérica, o comportamento do escoamento multifásico isotérmico e não isotérmico tipo “*core annular*”

flow” de óleos pesados e ultraviscosos em dutos usados na indústria de petróleo com o intuito de tornar o seu transporte tecnicamente viável.

Como objetivos específicos pode-se citar:

- Estabelecer um modelo matemático do escoamento trifásico em dutos horizontais, de modo a contemplar os efeitos de escala, propriedades físicas, molhabilidade, força de arraste e transporte de calor;
- Realizar um estudo numérico do escoamento trifásico isotérmico e não isotérmico (ar-água-óleo pesado) em dutos horizontais, em regime permanente;
- Avaliar a distribuição de velocidades, pressão, frações volumétricas e temperatura dos fluidos, durante o escoamento;
- Avaliar o efeito da diferença de densidade entre os fluidos presentes no núcleo de óleo e no espaço anular, sobre a excentricidade do núcleo de óleo, ao longo do escoamento;
- Analisar o efeito da concentração das fases ar e óleo pesado sobre o escoamento anular (“*core-flow*”) e as perdas por atrito, com a lubrificação parietal;
- Avaliar os efeitos da rugosidade da parede do duto sobre as quedas de pressão no sistema.
- Avaliar o efeito da temperatura das fases e transferência de calor no comportamento do escoamento.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 – Óleos pesados

2.1.1 – Características Gerais

Os diversos tipos de óleo existentes na natureza apresentam uma diversidade de valores de viscosidade e densidade. O primeiro é a característica mais importante para se determinar como o fluido vai se comportar durante o processo de produção, ou seja, durante o escoamento dentro do reservatório e em tubulações, já o segundo é um dado de maior importância para o refino. Entretanto, mesmo não havendo nenhuma relação clara entre os dois, a classificação do óleo é feita a partir da sua densidade, já que a viscosidade é altamente influenciada pela temperatura.

A classificação do petróleo pela sua densidade normalmente é expressa por grau API (American Petroleum Institute), que é relacionado ao peso específico do fluido. Quanto mais pesado for o óleo, menor o seu API. Normalmente são chamados “óleos pesados” aqueles que, segundo Visser (1989), apresentam densidades acima de 934 kg/m^3 , ou seja, grau API inferior a 20. Porém, esta definição ainda não é convencional, variando de autor para autor como, por exemplo, a Sociedade de Petróleo Canadense define como óleo pesado/betume aquele que tem grau API abaixo de 25 (densidade maior que 904 kg/m^3). O Departamento de Energia dos Estados Unidos, de acordo com Curtis *et al.* (2002), Já considera óleo pesado como tendo densidades abaixo de $22,3^\circ \text{API}$, e densidade ($> 920 \text{ kg/m}^3$).

Entretanto, seja qual for a definição utilizada, a principal característica deste tipo de petróleo, que afeta diretamente sua elevação e transporte, é a viscosidade, geralmente elevada. Os óleos pesados, na maioria das vezes, apresentam viscosidades acima de $0,1 \text{ Pa.s}$ em condições de reservatório, podendo chegar a 10 Pa.s .

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Além disso, possui uma alta razão carbono/hidrogênio, grandes quantidades de resíduo de carbono, asfaltenos, enxofre, nitrogênio, metais pesados, aromáticos e/ou parafinas.

Devido as suas características, o transporte desde as áreas de produção até as plantas de processamento e refino é a maior dificuldade encontrada para produção de óleos pesados. As alternativas mais utilizadas atualmente são o transporte por caminhões ou tubulação aquecida, porém esses métodos são custosos e aplicáveis apenas para pequenas distâncias. Para o deslocamento eficiente sobre distâncias consideráveis, são adotados esquemas que envolvem a integração de diferentes métodos para facilitar o transporte e produção (Figura 2.1). Estes são selecionados de acordo com as características e condições dos fluidos e do reservatório. Esquemas atuais para a produção de óleos pesados são baseados no melhoramento dos parâmetros reológicos (redução da viscosidade do óleo) dentro do reservatório, e quase sempre são associados com um sistema artificial de elevação.

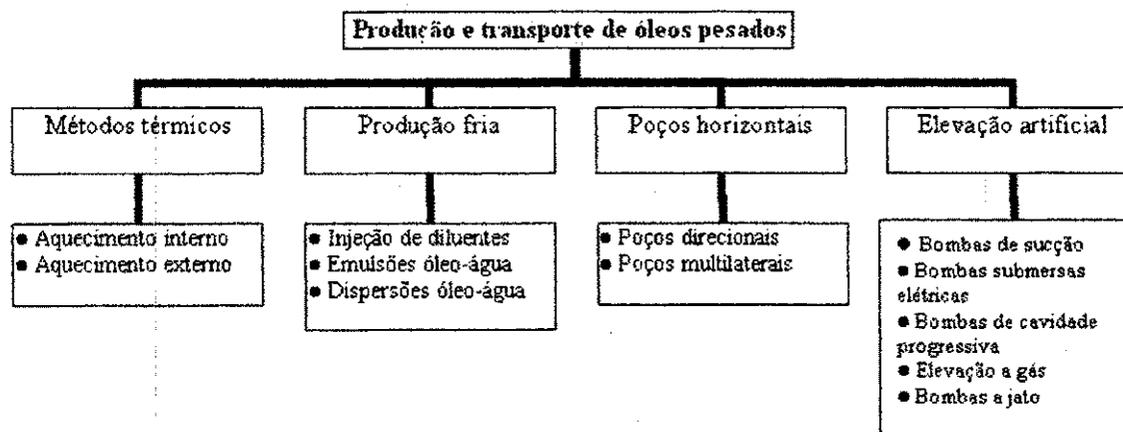


Figura 2.1 - Tecnologias utilizadas na produção de óleos pesados.

Fonte: Prada e Bannwart (1999a).

2.1.2 – Tecnologias para intensificar a produção de óleos pesados

2.1.2.1 - Elevação artificial

Atualmente, os métodos usados na produção de óleos pesados incluem, de acordo com Prada e Bannwart (1999^a), respectivamente: bomba de sucção (*Sucker Rod Pumps*), bombas submersas elétricas (*Electrical Submersible Pumps*), bombas de cavidade progressiva (*Progressive Cavity Pumps*), elevação a gás (*Gas Lift*) e bombas a jato (*Jet Pumps*).

A bomba de sucção é muito comum em produções terrestres. Porém, o seu uso vem sendo substituído devido a sua baixa eficiência e problemas relacionados a:

- Frequentes defeitos devido às altas tensões geradas pela alta viscosidade e densidade do fluido;
- Sobrecarregamento da bomba, causando conseqüentemente um aumento no consumo de energia;
- Restrições quando aplicada em profundidade e poços desviados;
- Interferência do gás na bomba;
- Não pode ser utilizado em ambiente “*offshore*”.

As bombas submersas elétricas são recomendadas para produzir a altas taxas de fluxo, sendo este método mais usado em poços “*offshore*”. Apesar da baixa eficiência da bomba (aproximadamente 40%), taxas relativamente alta de fluxo são alcançadas. Além disso, o calor gerado pelo motor durante a sua operação permite uma redução importante na viscosidade do óleo na entrada da bomba. A principal desvantagem deste método é a alta perda de carga, aumentando assim os custos de produção.

As bombas de cavidade progressiva possuem uma boa adaptação com fluidos abrasivos e de altas viscosidades, além de produzir na presença de gás livre. Sua eficiência esta em torno de 60%. Embora muito aplicado na produção “*onshore*”, este método possui um futuro promissor na produção “*offshore*”. Porém, este sistema também possui algumas desvantagens comparadas com outros métodos:

- Taxas de produção de fluxo limitada (500 m³/dia);
- Temperatura de operação abaixo de 350 °C;

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- Alta sensibilidade para as condições do fluido;
- Falta de experiência no mercado para projetar, instalar e operar o sistema.

Por outro lado, os sistemas de elevação a gás não tem sido usualmente empregado na produção de óleos pesados, pois sua aplicação se restringe às altas razões gás-óleo, que são incomuns nos reservatórios de óleo pesado.

Bombas a jato obtiveram um grande interesse na produção de óleos pesados devido à simplicidade dos seus equipamentos, o qual não tem partes móveis, aumentando assim sua continuidade operacional e refletindo assim em baixos custos operacionais. Este sistema foi testado junto com um diluente (DE GUETTO *et al.*, 1995). Estes testes demonstraram que uma combinação apropriada de sistema de bomba a jato e um diluente pode ser uma técnica eficiente e econômica para produção de óleos pesados. Isto ocorre devido à adição apropriada de um diluente capaz de diminuir a viscosidade e densidade do fluido.

2.1.2.2 - Poços horizontais

Poços horizontais/direcionais é uma tecnologia que aumenta significativamente a produtividade e pode ser aplicada a quase qualquer tipo de reservatório. A principal razão para o uso desta tecnologia é aumentar a área de contato entre o poço e a formação, além de poder ser empregada em todas as fases do desenvolvimento do reservatório. O uso desta tecnologia na produção de óleo pesado é baseado no aumento da produtividade do poço, nas melhores eficiências de varredura e no melhor controle quando um método de recuperação térmica for utilizado.

2.1.2.3 - Métodos térmicos

Métodos térmicos representam a tecnologia mais difundida usada na produção de óleos pesados e consistem na adição de calor dentro do reservatório para reduzir a resistência do fluxo pela redução da viscosidade do óleo. Basicamente, há dois tipos de processos (BRIGGS, 1988):

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- Aquecimento externo: calor é injetado no reservatório por uma fonte externa.
- Aquecimento interno: onde o calor é gerado dentro do reservatório (“*in situ*”).

O aquecimento externo normalmente é feito pela injeção de vapor ou água a altas temperaturas. As práticas mais comuns são a injeção à vapor cíclica e contínua. Injeção cíclica requer um grande número de poços produtores para o reservatório escoar eficazmente. Injeção contínua requer um certo padrão de injeção. Normalmente, este processo é um estágio subsequente da injeção cíclica, quando uma comunicação hidráulica entre os poços for alcançada. Porém, este método não é eficiente termicamente, particularmente em reservatórios profundos, onde a perda de calor ao longo do poço e através de suas paredes torna-se significativa, além da exigência de uma grande quantidade de água fresca disponível para a geração de vapor, e a necessidade de manter aquecida às áreas adjacentes ao redor do poço injetor.

Aquecimento interno é feito pela combustão "*in situ*", o qual é o modo mais fácil de gerar calor dentro do reservatório. Neste processo, a criação de uma frente de combustão que avança lentamente de um poço injetor para um ou mais poços produtores é requerida. O óleo à frente da combustão é carbonizado, produzindo um depósito de coque. Este depósito constitui o principal combustível do processo. Contudo, esta técnica apresenta grande desvantagem, como por exemplo, falta de controle e segurança do processo.

2.1.2.4 - Produção fria

A produção fria recorre aos métodos que melhoram as características reológicas do óleo sem a adição de calor. Esta tecnologia inclui a injeção de diluentes e a geração de emulsões ou dispersões de óleo em água. No primeiro, um diluente é injetado para criar uma mistura com o óleo, melhorando suas características reológicas. Este diluente pode ser um hidrocarboneto leve ou óleo cru com alto °API. A mistura é feita, fazendo com que haja uma redução na densidade e na viscosidade do óleo, facilitando o seu fluxo até a superfície. Na maioria dos casos, esta técnica é associada com algum método de elevação artificial para melhorar o desempenho da produção. A principal desvantagem desta técnica é a

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

grande quantidade de diluente exigida, aumentando assim o seu custo de produção. Além disso, a mistura produzida por este método altera as características originais do óleo, limitando a sua aplicação industrial (PRADA e BANNWART, 1999a).

A emulsão gerada de óleo-água é outra técnica capaz de reduzir a viscosidade do óleo, facilitando, assim, o seu fluxo. Este método é implementado através da injeção de uma solução de água e surfactantes na cabeça do poço produtor. Os surfactantes são produtos químicos que reduzem a tensão interfacial óleo/água, facilitando a formação de emulsão. Esta técnica é sugerida por ser bastante eficiente. Porém, requer uma separação adicional e um sistema de tratamento para deixar o óleo nas condições de venda e o reuso da solução aquosa que contém o surfactante. Outros problemas a serem solucionados são:

- A formação de uma emulsão estável dentro do poço que requer o uso de dispositivos especiais para facilitar a mistura da solução aquosa com os fluidos do reservatório;
- A possível ocorrência de inversão da emulsão de óleo em água em uma emulsão de água em óleo, deteriorando as propriedades reológicas do fluido produzido;
- A produção de espuma durante a fase de separação do gás, tornando necessário o uso de agentes antiespumantes. Por estas dificuldades, é proposto o uso de dispersantes, os quais favorecem a formação da emulsão óleo-água sem reduzir, no entanto, a tensão interfacial.

2.2 – Transporte de óleos pesados em dutos

2.2.1 – escoamento anular ou “core anular flow”

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O padrão do escoamento anular ou “*core annular flow*” vem sendo adotado como uma alternativa para o transporte de óleos pesados. Esta técnica aumenta significativamente a produção, sem a adição de calor ou utilização de agentes químicos e diluentes.

A técnica “*core-flow*” consiste em injetar pequenas quantidades de água na tubulação de óleo, estabelecendo um padrão de escoamento anular, no qual um fino anel de água lubrifica o núcleo central formado pelo óleo. Isso é possível porque existe uma forte tendência no escoamento de dois líquidos imiscíveis a arranjar-se de tal forma que o líquido de menor viscosidade se localize na região de maior deformação (nas paredes da tubulação) lubrificando, portanto o escoamento do óleo (PRADA e BANNWART, 1999).

Essa injeção de água irá lubrificar a parede da tubulação, fazendo com que haja uma redução de atrito entre a parede e o óleo ao longo do escoamento, possibilitando assim, uma considerável redução na queda de pressão.

A técnica “*core-flow*”, permite elevar e transportar petróleo de alta viscosidade de forma simples e econômica, reduzindo a resistência do óleo pesado no trajeto do poço até a plataforma, com bombeamento e pressão interna nas linhas reduzida.

Segundo Ghosh (2009), embora esta técnica pareça ser muito atrativa para o transporte de óleos pesados, há vários problemas, que precisam ser avaliados antes de sua utilização econômica. Estes incluem:

➤ O estabelecimento do core anular flow para promover uma reduzida queda de pressão: No escoamento anular, o fluxo de óleo e água, ocorre para uma limitada faixa de velocidades dos fluidos e fração de água, como também para um particular diâmetro do duto. Assim os maiores desafios são determinar as condições necessárias para o estabelecimento e manutenção desse tipo de escoamento através do comprimento do tubo. Isto requer um adequado projeto e design do dispositivo de injeção para assegurar o formato adequado no começo da operação e um cuidadoso ajuste da fração volumétrica de água para obter a desejada distribuição de fluxo.

➤ Retenção do filme de água na parede da tubulação: É frequentemente observado que durante longas horas de fluxo contínuo, o núcleo de óleo toca a parede do duto e o padrão de escoamento é quebrado, conseqüentemente a queda de pressão aumenta

drasticamente. Outro fator de grande influência consiste na molhabilidade da parede da tubulação que é característica do material utilizado na tubulação.

➤ **Análise de estabilidade:** É necessário que o fluxo estabelecido seja estável durante um longo período de tempo e uma grande faixa de velocidades. Caso contrário o transporte deste óleo não será possível. Assim a faixa de condições de operação para as quais o fluxo é estável deve ser conhecida ou estimada para evitar a quebra do padrão anular de escoamento.

A primeira menção à lubrificação por água aparece no início deste século com o pedido de patente de Isaacs e Speed (1904), onde o padrão anular era obtido por meio da rotação do tubo. Mas, no final dos anos 50 é que um grupo de pesquisadores canadenses (RUSSEL *et al.*, 1959; CHARLES *et al.*, 1961) deram início aos estudos, tanto teóricos quanto experimentais, constatando a estabilidade desse padrão de escoamento, propondo os primeiros modelos relativos para a perda de carga e a fração volumétrica das fases. Desde então, estudos envolvendo a técnica do “*core-flow*” vem sendo realizados visando sua aplicação no transporte de óleos pesados.

Avanços posteriores ocorreram, lentamente, na Holanda com Oliemans *et al.* (1987), e nos Estados Unidos com Joseph *et al.* (1984). De acordo com Joseph *et al.*, (1993) e Vara (2001), a construção de dois oleodutos, na Venezuela e nos Estados Unidos empregando essa técnica geraram resultados indicando a sua viabilidade prática.

Diante da grande importância que essa tecnologia vem tomando no cenário de transporte de óleos pesados, vários estudos vêm sendo propostos com o intuito de aperfeiçoar essa nova técnica para a aplicação na indústria de petróleo, e alguns trabalhos serão apresentados na continuidade deste capítulo.

2.2.2 - Escoamento anular perfeito (PCAF)

O escoamento ideal ou perfeito (“*perfect core annular flow*”, PCAF) corresponde a uma solução exata do estudo do escoamento de fluidos com densidade e viscosidade diferentes em um tubo de seção transversal circular. PCAF é um fluxo retilíneo com uma

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

componente de velocidade que só varia com a coordenada radial. Os dois fluidos são organizados centralmente, tendo um fluido no centro ou núcleo e o outro nas vizinhanças da parede do tubo formando um anel. No PCAF, o núcleo de óleo tem uma interface cilíndrica perfeita de raio uniforme no qual é perfeitamente centrada no eixo do tubo com um anel lubrificante (água) externo. No entanto, o efeito da gravidade tende a desordenar o fluxo em tubos horizontais e neste caso o PCAF não pode acontecer, a menos que a gravidade seja anulada, já em tubos verticais o mesmo não acontece, pois a gravidade é concêntrica para os dois fluidos (BAI *et al.*, 1992).

O regime PCAF de dois fluidos com densidades aproximadas escoando tanto em tubos horizontais como em tubos verticais, é possível mais são raramente estáveis (PREZIOSI *et al.*, 1989; BAI *et al.*, 1992).

De acordo com Bensakhria *et al.* (2004), o escoamento anular ideal ou perfeito parece ser muito raro e só pode existir para o escoamento de dois fluidos de densidades iguais. Mostraram também que para um “perfeito” “*core-flow*”, o perfil de velocidade para este tipo de escoamento deve apresentar-se como na Figura 2.2.

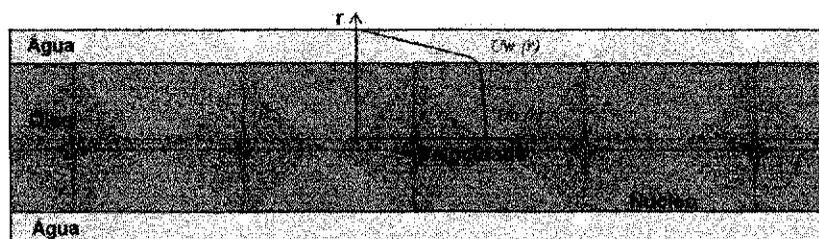


Figura 2.2 - Perfil de velocidade em um “perfeito” “*core-flow*”.

Fonte: Bensakhira *et al.* (2004).

O campo de velocidade da água que escoam em uma pequena camada próxima a parede deve ser aproximadamente linear, desde que haja uma grande diferença de viscosidade entre o óleo e a água. Na Figura 2.3 a perda de pressão do escoamento “*core-flow*” é comparada com diversos tipos de métodos de transporte para óleos pesados: betume, diluição e processos térmicos. Verificou-se que o “*core-flow*” apresenta uma melhor eficácia, sendo comparada a perda de pressão de um escoamento com água.

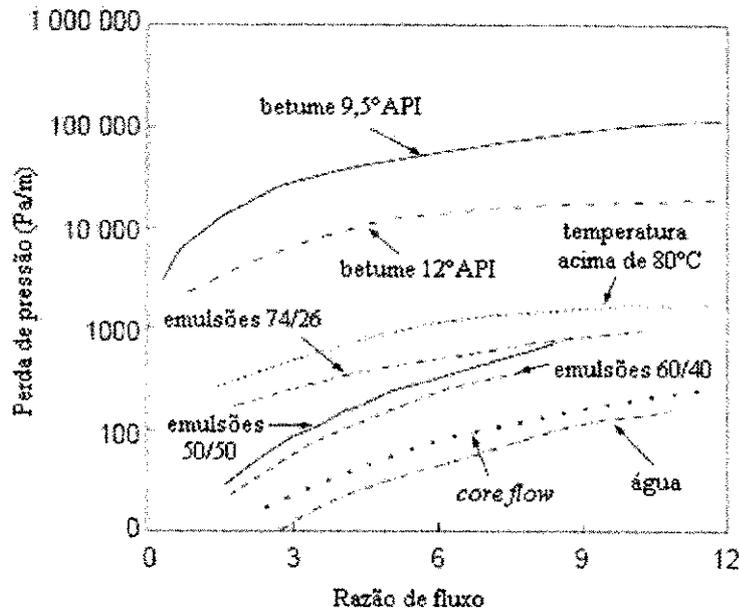


Figura 2.3 - Perda de pressão para diferentes métodos de transporte de óleos pesados.

Fonte: Bensakhira *et al.* (2004).

2.2.3 - Escoamento anular ondulado (WCAF)

Alguns estudos publicados tratam de uma estrutura interfacial ondulada observada no padrão de “*Core Annular Flow*”. Na literatura as propriedades geométricas de tais ondas são bastante escassas. Bai *et al.* (1992) fizeram várias observações experimentais mostrando que ondas são formadas na interface água e óleo conduzindo a um comportamento ondulado “*Wave Core Annular Flow*” (WCAF). O problema da estabilidade hidrodinâmica é a determinação das condições (velocidade, propriedades dos fluidos, fração de água) para as quais uma configuração estável do escoamento anular possa ser mantida. De acordo com Vara (2001), dois fatores para a instabilidade da interface água/óleo devem ser considerados:

a) Instabilidade tipo Rayleigh-Taylor, a qual é devida ao efeito combinado da tensão interfacial e/ou gradientes de densidade desfavoráveis nos fluidos.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

b) Instabilidade tipo Kelvin-Helmholtz, decorrente do desequilíbrio das velocidades interfaciais dos fluidos; manifesta – se por uma ondulação na interface dos fluidos.

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

O modelo de lubrificação propõe que o movimento ondulado do núcleo de óleo com respeito à parede da tubulação gera um gradiente de pressão na região anular exercendo forças na direção vertical, contrabalançando as forças de empuxo sobre o núcleo devido à diferença de densidade. Sendo assim, a presença das ondas é de fundamental importância na lubrificação do núcleo. Se a amplitude destas ondas for nula, o núcleo alcança a parte superior do duto, ou seja, a parede da tubulação (OOMS *et al.*, 1984). A teoria de lubrificação é válida quando a inércia é desprezada, quando a amplitude da onda é pequena e a velocidade radial é desprezada (BAI *et al.*, 1992).

O modelo de levitação ou sustentação (*Lift*) explica que os mecanismos inerciais, os mesmos que regem a levitação de um aerofólio, são igualmente responsáveis pela estrutura do escoamento anular, onde a alta velocidade faz com que o núcleo de óleo flutue entre o anel formado pelo fluido menos denso, neste caso, formado pela água.

Para valores altos do número de Reynolds, observa-se uma diferença de pressão mais elevada nos pontos de estagnação e movimentos secundários na crista da onda. Uma maior tensão interfacial induz a um comprimento de onda mais longo, uma mudança na distribuição de pressão, um maior volume de óleo, e conseqüentemente uma fricção maior entre a onda de óleo formada e a parede do tubo. Quando o número de Reynolds aumenta e a diferença de pressão é muito grande, a tensão interfacial pode desequilibrar a pressão. O comprimento de onda diminuirá, aumentando assim a curvatura da interface para manter a força de equilíbrio (BAI *et al.*, 1996).

Rodriguez e Bannwart (2006a) realizaram um estudo experimental na interface das ondas em um escoamento anular vertical, onde foi avaliado a amplitude das ondas, o comprimento, a velocidade e o perfil das ondas. Segundo os autores a amplitude da onda diminui de forma abrupta até certa razão de entrada de água e óleo. Porém, assim que o

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

óleo tende a preencher todo o volume do tubo, a diminuição da amplitude se torna muito mais lenta; esta diminuição da amplitude é devida principalmente ao aumento do raio mínimo da onda. Sendo assim, há uma função linear clara entre o raio da onda e o seu comprimento.

Rodriguez e Bannwart (2006b) realizaram um estudo numérico na interface das ondas em um escoamento anular vertical visando avaliar a amplitude, o comprimento, a velocidade e o perfil das ondas. Segundo os autores, a amplitude da onda diminui de forma abrupta para uma razão entre a velocidade superficial do óleo e água aproximadamente igual a cinco. Portanto, o óleo tende a preencher todo o volume do tubo, induzindo uma diminuição de amplitude decorrente do aumento da onda. Eles propuseram um modelo analítico para a interface das ondas que proporcionou a obtenção do comportamento das ondas semelhantes às observadas experimentalmente.

O modelo interfacial obtido corresponde às soluções periódicas compatível com a “onda bambu” observada nas experiências de Bai *et al.* (1996), Joseph (1997) e de Rodriguez e Bannwart (2006a e 2006b). Uma metodologia analítica simples para a predição da geometria da onda que só depende da geometria do tubo, das propriedades físicas e da taxa de fluxo dos fluidos foi proposta por Rodriguez e Bannwart (2006a e 2006b). A solução também oferece uma aproximação analítica apropriada para calcular a espessura do anel de água formado neste padrão de fluxo, ou seja, no “*Core Annular Flow*”. Estes autores obtiveram uma espessura mínima de aproximadamente 10% do raio do tubo.

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

Oliemans *et al.* (1987) obtiveram informações experimentais importantes sobre as amplitudes e comprimentos de onda na interface óleo/água de um escoamento “*core-flow*”, utilizando um óleo combustível com viscosidade de 3,0 Pa.s em um duto com 5,0 cm de

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

diâmetro. Os comprimentos de onda variaram consideravelmente com a fração da água e a velocidade do óleo. Além disso, o fluxo na região anular da água foi turbulento. Um modelo teórico previamente desenvolvido para um escoamento “*core-flow*” foi adaptado para incorporar o efeito da turbulência no filme de água que cerca o óleo. Esse modelo adaptado previu corretamente o aumento do gradiente de pressão com a velocidade do óleo.

Rodriguez (2002) estudou o padrão de escoamento anular bifásico líquido-líquido vertical ascendente, visando sua aplicação para a elevação de petróleo pesado. Foram apresentados novos dados de fração volumétrica e propriedades das ondas interfaciais. Além disso, novas modelagens matemáticas que permitiram determinar uma solução para a interface óleo-água no padrão anular foram desenvolvidas. Segundo o pesquisador, as comparações realizadas entre os dados experimentais e os resultados gerados mostraram-se excelentes.

Ko *et al.* (2002) calcularam a forma das ondas interfaciais para um escoamento laminar do tipo “*core-flow*” através de simulações utilizando o método dos elementos finitos. O modelo de turbulência $k-\omega$ foi usado para resolver as equações Navier-Stokes para a forma da onda, gradiente de pressão e perfis de velocidade e pressão. Os resultados obtidos estão de acordo com resultados experimentais.

Oliemans *et al.* (1987) realizaram testes com escoamento “*core-flow*” em dutos com 5cm de diâmetro, utilizando óleo diesel com 3000 mPa.s. Estes testes revelaram informações importantes sobre as amplitudes e comprimentos de ondas da interface óleo/água. Os comprimentos de onda variaram consideravelmente com a fração de água e velocidade do óleo. Além disso, o fluxo no anel de água é turbulento. Um modelo teórico previamente desenvolvido para “*core-flow*” anular em tubos foi estendido para incorporar os efeitos de turbulência no filme de água que cerca o núcleo de óleo. O modelo adaptado prediz o aumento do gradiente de pressão com a correspondente velocidade do óleo. A amplitude de onda e seu comprimento, observados durante estes testes, são usados como dados de entrada.

Bai *et al.* (1992) realizaram experimentos com tubos cilíndricos com óleo ($\mu = 0,6$ Pa.s e densidade 905 kg/m^3) e água, usando um duto vertical com diâmetro de 0,009525 m. Eles identificaram um novo tipo de fluxo denominado ondas bambu, conforme pode ser observado nos esquemas ilustrados na Figura 2.4. Baseado nestas observações, eles

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

notaram que, para dada taxa de fluxo de óleo, havia uma particular taxa de fluxo de água na qual a queda de pressão era mínima. Eles também observaram que a queda de pressão no caso de fluxo apenas de óleo era de aproximadamente 200 vezes maior do que no caso de fluxo lubrificado para a mesma velocidade superficial de óleo. Os resultados experimentais do padrão de escoamento estavam de acordo com as predições de estudos prévios baseados na teoria linear de estabilidade e perfeito escoamento anular.

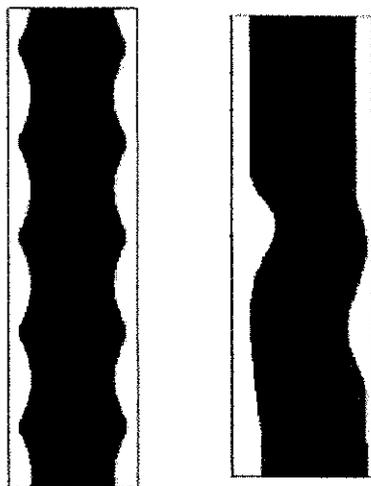


Figura 2.4 - Esquema de onda bambu para os casos de “core anular” de fluxo descendente (a esquerda) e ascendente (a direita).

Fonte: Ghosh *et al.* (2009).

Ooms e Poesio (2003) estudaram o fluxo core anular através de um tubo horizontal. Eles analisaram como a força de flutuabilidade no anel é contrabalanceada no caso de onda “snake” e ondas bambu. Eles acharam que para ondas *snake*, a força de flutuabilidade podia ser contrabalanceada pela força de lubrificação, mas isto não foi possível para ondas bambu.

Em seguida, em outro estudo, Rodriguez e Bannwart (2006a) tentaram analisar a forma da interface ondulada líquido-líquido e expressar isto em termos do diâmetro do duto, taxas de fluxo de fluidos e propriedades. Eles preveram o comprimento, amplitude e a razão de *holdup* usando o modelo analítico.

2.2.4 – Estado da arte

Um dos primeiros trabalhos sobre Core Annular Flow foi desenvolvido por Clark and Shapiro (1949) que patentearam um processo de bombeamento de óleo viscoso ($\mu = 0,8-1,0$ Pa.s) por injeção de óleo e agentes mulsificantes no interior de oleoduto de óleo cru. Eles concluíram que a injeção de 24% de água reduz o gradiente de pressão de um fator de 7,8-10,5 e a redução de pressão ótima ocorreu quando 8-10% de água foi injetado em óleo cru. Embora, eles não pudessem prever qualquer idéia sobre o padrão de fluxo prevalecente.

Charles *et al.* (1961) apresentaram experimentos com óleos com densidade de 998 kg/m³ e viscosidade 0,0063, 0,0168 e 0,065 Pa.s em um duto horizontal com 2,5 cm de diâmetro. Um mapa de padrão de escoamento em termos de velocidade superficial óleo-água foi obtido e notou-se que o “*core-flow*” não podia ser estabelecido abaixo de uma velocidade crítica do óleo para uma fixada fração de água.

Experimentos em laboratório feitos por Prada e Bannwart (1999a) demonstraram que o uso da técnica “*core-flow*” reduz em torno de 45 a 150 vezes o gradiente de pressão total, para um óleo com viscosidade de 2,7 Pa.s e densidade de 989 kg/m³. Além disso, a melhor razão entre as velocidades superficiais da água e do óleo está na faixa de 0,07 a 0,5, dependendo da velocidade superficial do óleo.

Prada e Bannwart (2000) apresentaram o método “*core-flow*” para a produção de óleos pesados. Foi mostrada a redução do gradiente de pressão, que ficou em torno de 45 vezes.

Guevara *et al.* (1990) testaram o método em um circuito fechado de 203 m de comprimento e verificaram a estabilidade do “*core-flow*” para viscosidades de óleo de até 110 Pa.s. Além de desenvolverem um procedimento de reinicialização do processo após uma parada de 167 horas. Os autores observaram também que, para cada vazão de óleo injetada, havia uma vazão de injeção de água ótima que minimizava o gradiente de pressão. Foi elaborada uma simples correlação que previa a queda de pressão para este regime, que, quando conferido com testes feitos em tubulações de diâmetro comercial, apresentaram bons resultados.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Oliemans *et al.* (1987), através de experimentos, escoando óleo viscoso (3,0 Pa.s) e água por uma tubulação de 5,08 cm de diâmetro, compararam os gradientes de pressão medidos com modelos matemáticos que consideravam a teoria da lubrificação, e então incluíram o efeito de turbulência da água.

Bobok *et al.* (1996) encontraram uma correlação para perda de carga em escoamento bifásico óleo pesado-água, com padrão de escoamento anular. O modelo proposto foi obtido ao se admitir um escoamento desenvolvido e fluxo laminar das duas fases. Desprezou-se o efeito da gravidade, por considerarem que a densidade do óleo não difere muito da água. Os resultados desta correlação foram comparados com dados experimentais do campo húngaro de Nagylengyel, e apresentaram erros de aproximadamente 20%.

Prada (1999) desenvolveu um trabalho experimental que avaliou o escoamento bifásico óleo pesado-água dando ênfase ao padrão anular, verificando sua eficiência do ponto de vista de gradiente de pressão. Foi verificada uma redução da perda de carga em até 93 vezes em relação ao escoamento monofásico de óleo e foi estimada uma correlação para prever a queda de pressão a partir das vazões, das propriedades e das frações volumétricas dos líquidos.

Vara (2001) desenvolveu um trabalho avaliando, além dos padrões de escoamento bifásico horizontal óleo pesado-água, critérios de estabilidade unidimensional geral para o padrão anular. Foi estabelecido também, com os dados de perda de carga, um modelo para o cálculo do gradiente de pressão e fração volumétrica.

Bannwart (2001), estudando o escoamento anular horizontal e vertical, verificou a estabilidade deste padrão de escoamento, e baseado nos balanços de massa e quantidade de movimento, propôs correlações para a estimativa de fração volumétrica e gradiente de pressão, propôs modelos fenomenológicos para prever a queda de pressão durante o fluxo líquido-líquido através de dutos horizontais e verticais. As análises eram um melhoramento do PCAF e respondeu pelo efeito da turbulência no fluido anular e interface ondulada. Ele também incluiu os efeitos da flutuabilidade para sistemas verticais. Os resultados mostraram que a maior taxa de fluxo de óleo requer menor quantidade de água para o mínimo gradiente de pressão. O autor, mais adiante, sugeriu que o padrão de escoamento

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

foi favorecido pela tensão interfacial, o qual desempenhou um papel principal na estabilização do fluxo.

No mesmo ano Prada e Bannwart (2001) desenvolveram um modelo teórico para a queda de pressão em um escoamento ascendente “*core-flow*” em duto vertical. Eles sugeriram que a elevação vertical de óleo pesado do poço de petróleo podia ser possível pela aplicação sucessiva de fluxo de água lubrificante. Eles demonstraram o mesmo em um laboratório experimental onde a elevação vertical de óleo (963 kg/m^3 , $\mu = 17,6 \text{ Pa.s}$) era possível usando pequena quantidade de água, através de um tubo de $0,025\text{m}$ de diâmetro. A queda de pressão total no caso de escoamento anular foi de 45 vezes menor que o fluxo apenas com óleo.

Barbosa (2004) estudou os efeitos na perda de carga de um escoamento bifásico óleo pesado-água em um tubo de aço carbono horizontal, causados pela adesão de óleo sobre a superfície interna do tubo. O padrão de escoamento investigado foi o padrão anular, característico da técnica “*core-flow*”, a fim de melhorar a aplicação dessa técnica no transporte de óleos viscosos. Para tanto, foi inicialmente monitorada a perda de pressão em um tubo sem tratamento superficial, no decorrer de 35 horas de escoamento sem interrupção, onde observou-se que a queda de pressão no tubo manteve-se inalterada. A densidade e a viscosidade do óleo e da água foram medidas antes, durante e depois do experimento. O tubo de aço utilizado foi seccionado longitudinalmente para permitir inspeção de sua superfície interna após o teste. Em seguida foram realizados testes transientes do tipo para e inicializa (“*stop-and-go*”), no intuito de se determinar o tempo necessário para repartida (limpeza) da linha com água, após uma parada de operação no modo “*core-flow*”. Foi desenvolvido um modelo físico simples que permitiu determinar e avaliar o tempo de repartida, o qual foi ajustado com os resultados experimentais.

Brauner (1991) apresentou uma ferramenta simples para analisar o escoamento do tipo “*core-flow*” de dois líquidos imiscíveis. Todas as situações possíveis foram estudadas envolvendo uma grande faixa de viscosidade e densidade. Ele notou que no caso de fluxo laminar de dois líquidos, o fator de redução de perda de carga era independente das propriedades do fluido e para o fluxo turbulento ele aumentava com a diminuição nas diferenças de densidade das fases dos dois fluidos. Os dados obtidos foram comparados com os dados disponíveis de gradiente de pressão, obtendo-se resultados satisfatórios.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Bannwart (1999), baseado em dados experimentais para fluxo de óleo pesado e água dentro de tubos horizontais de aço (diâmetro de 26,7 mm), desenvolveu um modelo muito simples para a perda de carga no escoamento tipo “*core annular flow*”. Primeiro, foi mostrado que a aproximação para um “perfeito *core annular flow*” não correlaciona muito bem os dados. Isto se dá devido à ondulação da interface e à turbulência no escoamento anular. Estes dados são levados em conta no modelo proposto no trabalho e é justificada a suposição de não-deslizamento. Como resultado, um modelo de correlação muito simples para o gradiente de pressão é obtido. O modelo foi ajustado para generalizar os dados a outros tamanhos de tubos e fluidos.

Bannwart (2000) propôs uma teoria para a estabilização de escoamento anular líquido-líquido em um tubo horizontal, quando os dois líquidos têm densidades e viscosidades diferentes. A análise da equação de momento na seção transversal do fluxo, incluindo o efeito da tensão interfacial, permite uma analogia interessante entre o fluxo periférico e o fluxo acerca de uma bolha ascendente. Baseado neste mecanismo sugeriu-se que as forças viscosas e inerciais no “*core annular flow*” pode ser combinado dentro de uma única força de arraste que é análogo ao arraste em bolhas. Um critério para a estabilização foi proposta.

Russel e Charles (1959) analisaram o fluxo estratificado (entre placas horizontais largas) e escoamento anular de dois líquidos imiscíveis com uma larga diferença de viscosidade. Eles propuseram um modelo teórico no qual obtiveram um fator de redução na queda de pressão e um fator de redução de potência no caso do escoamento óleo-água no padrão “*core-flow*”. De acordo com o modelo, a potência aproximada requerida para bombeamento do óleo altamente viscoso ($\mu = 1 \text{ Pa.s}$) pode ser reduzido quase 500 vezes para estabelecimento do padrão de escoamento anular.

Bentwitch (1971) estudou o fluxo Poiseuille de dois líquidos imiscíveis. Ele tentou obter a forma da interface das duas fases considerando a tensão interfacial, gravidade e forças capilares. Foi possível reduzir a pressão em torno de 50% quando a viscosidade do óleo era quase 20 vezes a da água.

Ooms *et al.* (1984) adotaram a teoria da lubrificação hidrodinâmica para analisar o escoamento anular de óleos altamente viscosos e água em uma tubulação horizontal. Eles desenvolveram o modelo assumindo que a viscosidade do óleo é tão alta que a interface

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

óleo-água pode ser tratada como uma interface sólido-líquido e, por meio da teoria da lubrificação hidrodinâmica foi mostrado que ondulações na interface movendo-se em relação a parede do tubo podem gerar variações de pressão na camada anular, resultando em uma força atuando perpendicularmente sobre o anel, a qual pode contrabalancear os efeitos de flutuação. Para validar o modelo, foram realizados experimentos com “*core-flow*” no transporte de óleo/água num oleoduto com 5,08 e 20,32 cm de diâmetro. A queda de pressão medida foi comparada com aquela obtida através do modelo. Os resultados foram satisfatórios.

Bai *et al.* (1992) concluíram em seus estudos, que para dois líquidos imiscíveis com grande diferença de viscosidade, como betume e água certas simplificações surgem quando o líquido mais viscoso é disperso e não preso a rígidas condições de contorno. Neste caso, a fase dispersa pode mover-se quase como um corpo rígido como se as forças que surgem do movimento das fases contínuas não fossem grande o bastante para dirigir movimentos secundários grandes na fase dispersa. A água moverá o betume mais ou menos como um corpo rígido uma vez que o betume não faça contato com nenhuma superfície interna da parede. Neste trabalho foi centralizada a atenção para os casos nos quais a reologia interfacial são negligenciados. Estes efeitos são grandemente diminuídos pela alta viscosidade da fase dispersa.

Rodriguez (2002) estudou o padrão de escoamento bifásico líquido-líquido anular vertical ascendente, visando sua aplicação para a elevação de petróleo pesado. O trabalho investigou uma série de tópicos considerados relevantes no estudo do escoamento óleo pesado-água em tubulações, padrões de escoamento, estabilidade hidrodinâmica do padrão anular, forma da interface, fração volumétrica e perda de pressão bifásica. Nele, descreve-se as experiências realizadas em laboratório onde foram visualizados os padrões e geradas cartas de fluxo. São apresentados novos dados de fração volumétrica e propriedades das ondas interfaciais. Apresenta-se também novas medições de gradiente de pressão por fricção para o escoamento anular vertical ascendente. Foram desenvolvidas modelagens matemáticas e interpretações físicas à luz dos resultados experimentais, que permitiram determinar uma solução para a interface óleo-água no padrão anular e propor novos critérios de transição do padrão anular para o padrão intermitente e novas correlações para a previsão da fração volumétrica do óleo e da perda de pressão bifásica. As comparações

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

realizadas entre os dados experimentais e os resultados gerados mostrou-se excelente, segundo o autor.

Rovinsky *et al.* (1997) tentaram uma predição analítica de várias características de escoamento laminar anular de óleos pesados. Eles expressaram o perfil de velocidade, fator de redução de queda de pressão e fator de redução de potência como função da relação de viscosidade das duas fases e expressaram o aumento no fator de redução da potência com aumento da relação de viscosidade. Eles também propuseram as condições ótimas de operação em termos da taxa de relação do fluxo volumétrico das duas fases.

Bannwart (1998) analisou a fração volumétrica *in situ* do óleo baseado na teoria cinemática da onda, onde a relação de viscosidade do óleo e água era baixa. Ele desenvolveu uma correlação de fração volumétrica do núcleo para escoamento horizontal e vertical. A previsão teórica foi próxima da medição do *holdup* obtida em experimentos com óleo combustível de densidade 989 kg/m^3 e $\mu = 2,7 \text{ Pa.s}$ em um tubo horizontal de $0,0225 \text{ m}$ de diâmetro.

Ooms *et al.* (2007) realizaram uma investigação teórica de “*core anular flow*” através de um duto horizontal. Eles tentaram prever como as forças de flutuabilidade atuando no anel são contrabalanceadas. Eles também observaram o desenvolvimento das ondas interfaciais baseada na teoria da lubrificação hidrodinâmica.

Huang *et al.* (1994) analisaram os efeitos da excentricidade, nos regimes laminar e turbulento, no fator de atrito e na fração volumétrica num modelo “*core-flow*”. Eles assumiram que a água estava num regime turbulento e o óleo, em regime laminar. Foi adotado o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ para um baixo número de Reynolds. De acordo com dados de outras fontes, o resultado foi satisfatório.

Damacena (2008) estudou numericamente o comportamento do escoamento bifásico tipo “*core-flow*” de óleos pesados e ultra-viscosos em dutos horizontais usados na indústria de petróleo, via software CFX, utilizando o modelo multifluido, considerando o escoamento transiente, tridimensional, laminar para a fase óleo e turbulento para a fase água (modelo $k-\varepsilon$). Foi obtido um fator de redução de pressão de aproximadamente 58 vezes, para um óleo com viscosidade de $2,7 \text{ Pa.s}$ e densidade de 989 kg/m^3 . Foi analisado o efeito da tensão superficial água-óleo no escoamento e verificado que esta não influenciou na eficiência da técnica.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Belém (2008) estudou numericamente o comportamento do escoamento bifásico (água-óleo pesado) tipo “*core-flow*”, em curvas com raio de curvatura variando de 0,1 m a 1 m, e diâmetro de 0,1778 m, via CFX -3D, utilizando o modelo multifluido Euleriano-Euleriano, considerando o escoamento transiente, tridimensional, laminar para a fase óleo e turbulento para a fase água (modelo de turbulência $k-\varepsilon$). A utilização das velocidades de 1,2 m/s para a água e 0,8 m/s para o óleo em uma geometria de 17,78 cm de diâmetro implicou na não continuidade da técnica *core flow* em curvas de 10 cm, 20 cm, 40 cm, 60 cm, 80 cm e 100 cm de raio de curvatura. O escoamento tipo *core flow* foi mantido na horizontal da tubulação, desfazendo-se apenas após a curva. A utilização da técnica *core flow* na curva de 40 cm de curvatura representou uma redução de 8,75 vezes na queda de pressão

Andrade (2008) realizou um estudo numérico do transporte de óleos pesados utilizando CFX. O modelo matemático considera o modelo de mistura para tratar o escoamento bifásico água-óleo pesado e ultraviscoso, bidimensional, transiente, isotérmico, assumindo regime laminar para a fase óleo e turbulento para a fase água adotando o modelo $k-\varepsilon$. As equações diferenciais do modelo foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos, com esquema de interpolação trilinear para os termos convectivos. Foi observada uma redução na perda de carga de aproximadamente 59 vezes quando comparada com aquela obtida quando o óleo pesado escoava sozinho na tubulação, Quarenta segundos após a água ser injetada no tubo, o regime de fluxo converge rapidamente para o “*core annular flow*” e se mantém estável durante todo restante do tempo, Foi constatada uma camada de mistura intermediária entre o filme de água e o núcleo de óleo com uma espessura de 1,7 cm, Foi possível observar que a técnica de lubrificação parietal para o transporte de óleos pesados e ultraviscosos, proporcionou uma redução de aproximadamente 98% na perda de carga durante o escoamento.

Pereira Filho (2010) investigou numericamente o escoamento bifásico não-isotérmico, tipo *core annular flow*, de óleos pesados e ultra-viscosos em risers submersos usados na indústria petrolífera, via simulação utilizando o *software* CFX. Através dessa simulação, analisou-se a redução de atrito causada pela injeção de água na tubulação, com o intuito de tornar a produção e transporte de petróleo pesado economicamente viáveis. concluiu-se que essa técnica é capaz de escoar óleo ultraviscoso com, aproximadamente, a

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

mesma perda de carga de um escoamento monofásico com água, assim como quando comparado com um escoamento monofásico com óleo, a redução da perda de pressão ficou em aproximadamente 12 vezes. Desta forma, concluiu-se o porque do grande interesse diante dessa técnica devido à facilidade de controle de pressão em comparação com os outros métodos de transporte de óleo pesado, em geral inviáveis economicamente.

Vara (2001) realizou testes experimentais para obter diversas informações sobre o padrão de fluxo em duto horizontal de um escoamento óleo pesado-água, com ênfase no padrão “*core-flow*”. Estabeleceu-se uma análise de estabilidade unidimensional geral para o padrão anular líquido-líquido horizontal, através da qual chegou-se a um critério geral de estabilidade, o qual inclui o critério de Kelvin-Helmholtz, conseguindo representar bem os resultados experimentais. Os dados coletados no laboratório também permitiram desenvolver um modelo para cálculo das perdas de pressão e da fração volumétrica com correlações que consideram os fenômenos físicos relevantes: turbulência do anel, escorregamento entre as fases, molhabilidade e rugosidade da parede e as ondulações no núcleo de óleo.

Trevisan (2003) realizou testes experimentais para obter diversas informações sobre os padrões de fluxo em escoamento horizontal e as quedas de pressão correspondentes. Foram elaborados mapas de fluxo para escoamento horizontal, com o objetivo de analisar as quedas de pressão correspondentes; assim como encontrar os diversos padrões de escoamento observados para cada vazão de fase escoada. Os gradientes de pressões obtidos foram apresentados em forma de cartas e também comparados com outros tipos de fluxo, para melhor avaliar o comportamento das perdas de carga. Além disso, foi elaborado uma correlação matemática que prevê o gradiente de pressão estimando uma viscosidade equivalente do fluxo trifásico. A presença do gás aumentou o gradiente de pressão, porém o método de injeção de água para o transporte de óleos pesados provou ainda ser eficaz.

Miesen *et al.* (1993) realizaram trabalhos experimentais e teóricos com escoamento anular utilizando óleo diesel ($\mu = 3,9 - 25 \text{ Pa.s}$) e óleo cru ($\mu = 7 - 27 \text{ Pa.s}$) como os fluidos do anel central. Uma solução de 0,2% de silicato de sódio em água foi usado para prever a aderência do óleo na parede da tubulação. Dois circuitos horizontais de teste, consistindo de dois tubos de 0,05m de diâmetro interno e 12 m de comprimento e 0,2m de diâmetro interno e 1000 m de comprimento, foram usados. Um fluxo estável foi observado

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

quando a velocidade superficial do óleo variou de 0,5 a 2,0 m/s e a fração de entrada de água na faixa de 0,04-0,14. Eles desenvolveram um modelo matemático baseado em dois fluidos de fluxo Poiseuille para prever ondas interfaciais e encontraram um comprimento de onda de aproximadamente 1-10 vezes a camada do fluido anular.

Arney *et al.* (1993) desenvolveram experimentos com emulsificado óleo cru ($\mu = 0,27$ e densidade 989 Kg/m^3) em um oleoduto horizontal. Eles mediram a queda de pressão e “holdup” com diferentes taxas de entrada de fluxo e sugeriram uma correlação empírica para “holdup” em termos da fração de entrada de água. Eles também apresentaram uma curva do fator de fricção versus número de Reynolds de um estudo teórico para um escoamento no padrão core anular perfeito. A curva poderia prever o fator de fricção para o maior número de Reynolds mais falhou para prever os dados experimentais para o número de Reynolds baixo.

Bensakhria *et al* (2004) realizaram experimentos com óleo pesado ($\mu = 4,74 \text{ Pa.s}$) e água em um oleoduto horizontal com 12 m de comprimento e 0,025 m de diâmetro interno. Eles encontraram uma redução máxima de 90% na queda de pressão durante o escoamento anular. Uma pequena revisão sobre estabilidade e queda de pressão também foi apresentado neste trabalho.

Silva (2003) e Silva *et al.* (2006) estudaram a modificação de superfícies para diminuir ou até evitar o problema de aderência do óleo pesado na tubulação, durante seu transporte pelo método do “core-flow”. Para obter superfícies hidrofílicas/oleofóbicas foram utilizadas técnicas, como por exemplo, a oxidação e a alteração da rugosidade de algumas superfícies, e foram determinadas as mudanças das molhabilidades destas superfícies após a sua modificação. Para verificar as mudanças na molhabilidade das superfícies, utilizou-se medida de ângulo de contato (medidos na fase aquosa) no sistema óleo cru/ meio aquoso/ superfície sólida. As superfícies examinadas foram PVC, PP, vidro, aço esmaltado, aço inoxidável, aço galvanizado, aço comercial e titânio revestido por $\text{TiO}_2/\text{RuO}_2$. As influências do pH, temperatura e presença de sais na fase aquosa também foram analisadas no sistema estudado. A presença do Na_2SiO_3 na solução aquosa provocou a diminuição do ângulo de contato em aproximadamente 25° , 30° , 20° para superfícies de vidro, polipropileno e aço inoxidável, respectivamente. O abaixamento da temperatura e a utilização de soluções aquosas com pH fora da faixa entre 4 a 8 mostraram também ser

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

fatores que contribuem para diminuição dos ângulos de contato. Em função dos resultados obtidos neste trabalho, pôde-se concluir que tubulações internamente revestidas por aço esmaltado, por um aço de rugosidade na ordem de 2,5 μm , por PP ou PVC oxidados, ou composta de aço comercial oxidado poderão minimizar os problemas de aderência do óleo na superfície das tubulações usadas no transporte via *core-flow*. A última opção poderá ser a mais favorável por fatores práticos e econômicos.

Em 2004 foi patenteado no INPI (Instituto Nacional da Propriedade Intelectual), sob o N° do pedido PI0405324-9, um processo de obtenção de superfícies tubulares rugosas para elevação e escoamento de petróleo ultraviscoso lubrificado com água (SILVA et al., 2004). Este processo visa obter superfícies hidrofílicas e/ou oleofóbicas, capazes de evitar a absorção de petróleo em superfícies metálicas utilizadas em seu transporte. A obtenção dessas superfícies é obtida pelo aumento da rugosidade superficial de aços através de um processo mecânico, preferencialmente de lixamento, que causa a redução do ângulo de contato e a conseqüente diminuição da aderência do óleo na superfície metálica, que poderia levar à obstrução da área de seção, prejudicando ou impedindo o transporte. Assim, as superfícies obtidas tornam-se passíveis de serem empregadas em tubulações para transporte de óleos pesados, utilizando a técnica de "*core-flow*". Cabe ressaltar que o processo dispensa o uso de reagentes químicos e também que a superfície tratada não sofre desgaste pelo escoamento do óleo ao longo do tempo, mantendo o seu caráter hidrofílico oleofóbico e evitando a aderência do óleo na superfície, o que permite que a linha de bombeamento possa ser utilizada por um longo período.

Rodriguez (2002) realizou estudo experimental sobre a técnica utilizando uma tubulação de 0,75 m de diâmetro e 300 m de comprimento, onde constatou que o volume de óleo pesado transportado foi 7,5 vezes superior ao escoamento sem a técnica, e a redução na queda de pressão foi 8 vezes.

2.2.4.1 - Dispositivos e escala piloto

A Figura 2.5 mostra esquematicamente os equipamentos necessários para a implantação de um sistema "*core-flow*" em um poço vertical contendo um sistema de

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

injeção de água, um bocal injetor, uma bomba de óleo e um sistema de separação de superfície que permite a reutilização da água injetada. Uma importante limitação dessa tecnologia é a necessidade de um sistema de separação de superfície que normalmente ocupa um espaço significativo em plataformas ou navios de produção. Porém, no caso de óleos pesados isto pode ser recompensado pelo ganho na taxa de produção.

A forma como a água é injetada na tubulação tem influência na formação do padrão anular.

O bocal injetor utilizado em laboratório por Prada e Bannwart (1999a), está indicado na Figura 2.6. Este dispositivo permite reduzir o diâmetro na saída da bomba de óleo para o tamanho desejado do poço, enquanto injeta água lateralmente, colocando o óleo no centro do duto e a água ao redor do óleo, formando um escoamento anular. Já a Figura 2.7, mostra outra possibilidade para o bocal injetor, no caso de situações que não requerem redução do diâmetro do duto. Em ambos os casos, o óleo é injetado no centro do duto e água é levada pelo bocal injetor formando um anel ao redor do fluxo de óleo.

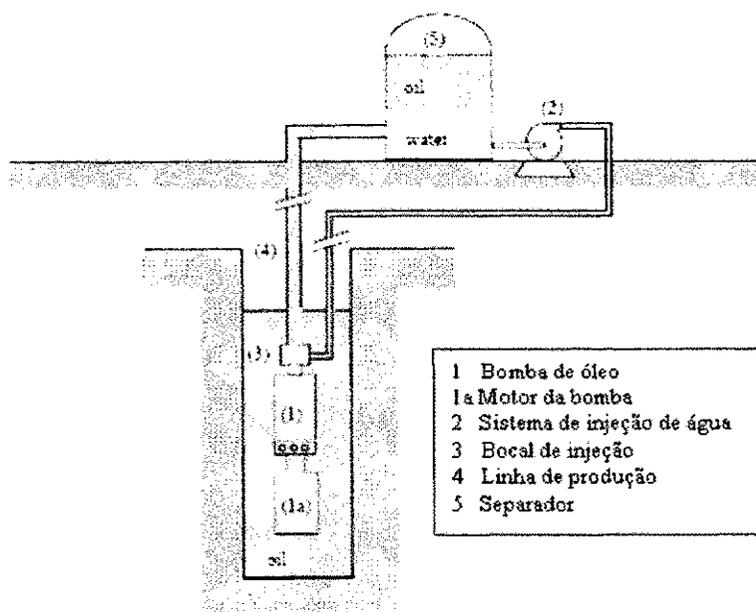


Figura 2.5 - Representação esquemática da produção de um poço via "core-flow".

Fonte: Prada e Bannwart (1999a).

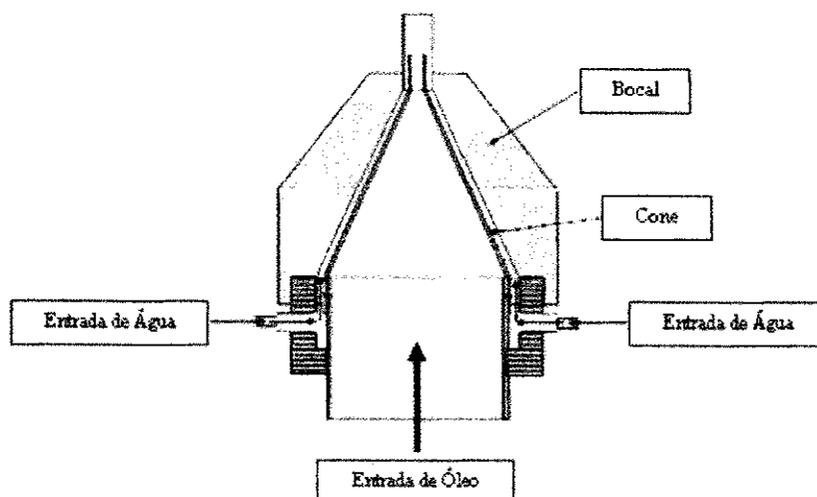


Figura 2.6 - Bocal injetor no sistema "core-flow" com redução de diâmetro.

Fonte: Prada e Bannwart (1999a).

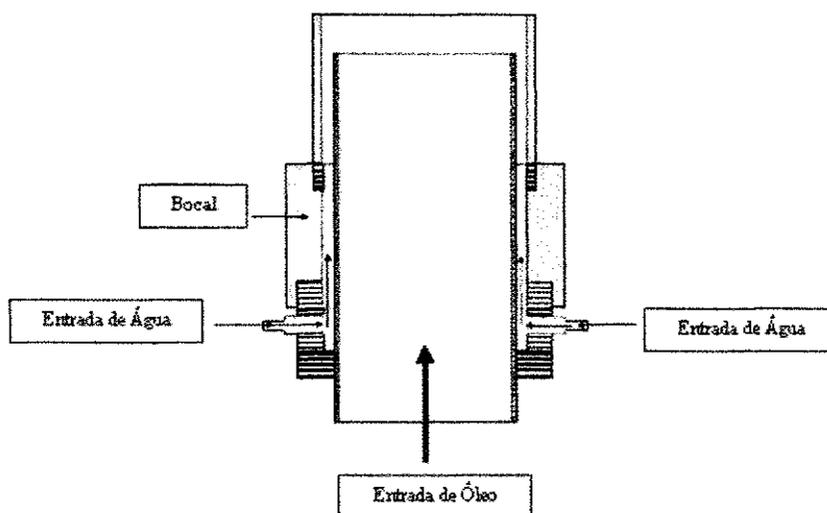


Figura 2.7 - Bocal injetor no sistema "core-flow".

Fonte: Prada e Bannwart (1999a)

Uma aplicação em escala de campo da técnica "core-flow" realizada em uma linha de teste (piloto) em escala real de 1 km de comprimento e 0,2032 m de diâmetro, instalada

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

em San Tomé, Venezuela. A fração de água foi de 10 % com velocidades superficiais entre 0,2 m/s e 2,0 m/s (BARBOSA, 2004). O óleo utilizado possuía um °API variando entre 8° e 14° com viscosidade entre 3,0 Pa.s e 100,0 Pa.s, respectivamente. Os melhores resultados foram obtidos em frações de água de 8 % a 12% em qualquer velocidade. Existem linhas comerciais que operam na Venezuela, Estados Unidos (Califórnia) e Canadá (JOSEPH *et al.*, 1993).

Realizou-se no ano de 2002, em um campo de exploração de petróleo da Petrobrás uma série de testes visando gerar o padrão de escoamento anular líquido-líquido (“*core-flow*”), em tubulação de aço carbono de 3 polegadas (0,076 m de diâmetro interno) e 274 metros de comprimento, para verificar a sua eficiência no transporte de petróleo altamente viscoso. O óleo utilizado foi um óleo de 14° API e viscosidade de 15 Pa.s. De acordo com o relatório parcial do projeto ao comparar o escoamento bifásico (“*core-flow*”) com o escoamento monofásico do óleo na mesma tubulação, percebeu-se que foi possível transportar até 7,5 vezes mais petróleo em vazão com gradientes de pressão até 8 vezes menores. Vale a pena ressaltar que a mistura bifásica transportada era composta de aproximadamente 80% de óleo e 20% de água. Os testes foram realizados em condições reais de produção e demonstraram a viabilidade do “*core-flow*” em tubulação de aço carbono. Além disso, confirma-se a grande vantagem em se utilizar pequenas quantidades de água para o transporte de petróleo altamente viscoso e representam um passo significativo em direção à implantação definitiva da tecnologia do “*core-flow*” como alternativa viável no transporte e produção de óleos pesados no Brasil (SILVA, 2003).

2.3 - Modelagem matemática para escoamento multifásico

2.3.1 - As equações de conservação

Na literatura existem vários modelos disponíveis para o tratamento de escoamento multifásico, os quais são fortemente dependentes do regime de escoamento (NARNOLI e MEHROTRA, 1997; PALADINO, 2005; SAMUEL *et al.*, 2005; Manual CFX 10.0, 2005).

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No *software* CFX estão disponíveis vários modelos multifásicos (homogêneos e não homogêneos), sendo que para derivar as equações governantes podem ser utilizadas as estruturas Euleriana-Euleriana e Lagrangeana. A seguir, será apresentado, de forma sintetizada, o modelo não - homogêneo, utilizando a estrutura Euleriana – Euleriana.

No *software* CFX, as equações de conservação de massa, de momento linear e de energia são escritas da seguinte forma:

➤ Conservação de massa:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_i \rho_i) + \nabla \cdot (r_i \rho_i \vec{U}_i) = S_{MSi} + \sum_{j=1}^{N_p} \Gamma_{ij} \quad (2.1)$$

onde os índices i e j representam as fases contínua e a dispersa e. r_i , ρ_i e \vec{U}_i representam, respectivamente, a fração volumétrica, a densidade e o vetor velocidade (U_x, U_y, U_z) da fase i . S_{MSi} representa a fonte de massa especificada pelo usuário e Γ_{ij} representa a taxa de fluxo mássico, por unidade de volume, da fase j para a fase i , com $i \neq j$. N_p corresponde ao número total de fases.

➤ Conservação de momento linear:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(r_i \rho_i \vec{U}_i) + \nabla \cdot [r_i (\rho_i \vec{U}_i \otimes \vec{U}_i)] = -r_i \nabla p + \nabla \cdot \left\{ r_i \mu_i \left[\nabla \vec{U}_i + (\nabla \vec{U}_i)^T \right] \right\} + \\ \sum_{j=1}^{N_p} (\Gamma_{ij}^+ \vec{U}_j - \Gamma_{ji}^+ \vec{U}_i) + \vec{S}_{Mi} + \vec{M}_i \end{aligned} \quad (2.2)$$

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

onde p corresponde a pressão, μ_i é a viscosidade dinâmica da fase i ; o termo $(\Gamma_{ij}^+ \bar{U}_j - \Gamma_{ji}^+ \bar{U}_i)$ representa a transferência de momento induzida pela transferência de massa interfacial, sendo Γ_{ij}^+ a taxa de fluxo mássico positivo, por unidade de volume, da fase j para a fase i ; \bar{S}_M é a fonte de momento devido a força corpo externa (forças de empuxo, rotacional, resistência e eletromagnética) e \bar{M}_i a força interfacial total que atua na fase i devido a interação com a fase j .

Para o fechamento do sistema de equações, faz-se necessário a implementação das propriedades dos fluidos, das condições de contorno, bem como da introdução de equações para expressar as tensões viscosas e as forças de interface \bar{M}_i , em função das variáveis de cálculo (\bar{U} , p , r , etc.).

Para levar em conta os termos de transferência, utiliza-se o modelo de transferência interfacial, onde cada fluido possui seu próprio campo de velocidade, temperatura e turbulência. Porém, compartilham o mesmo campo de pressão. Dessa forma, este modelo considera um sistema de equações de conservação para cada fase, podendo calcular diferentes campos de velocidades para as diferentes fases. A interação entre os fluidos ocorre via termos de transferência entre as fases (transferência de massa, de movimento e de energia). A transferência interfacial de momento linear, calor e massa é diretamente dependente da área de contato superficial entre as fases contínua (i) e dispersa (j).

Este modelo pode ainda ser subdividido em três sub-modelos (modelos de partícula, de mistura e de superfície livre), os quais diferem quanto à forma como modelam a densidade de área interfacial (área interfacial por unidade de volume da partícula) e os termos de transferência interfacial.

➤ Modelo de partícula: utilizado quando uma das fases é contínua (fluido contínuo) e a outra é dispersa (fluido disperso ou sólido disperso) ou polidispersa (a fase dispersa tem uma grande variação no tamanho). Neste caso, a densidade de área interfacial é

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

determinada admitindo-se que a fase dispersa esteja presente na forma de uma partícula esférica, de diâmetro médio d_p , pela seguinte expressão:

$$A_{ij} = \frac{6r_j}{d_j} \quad (2.3)$$

onde r_j corresponde a fração volumétrica da fase dispersa.

Os coeficientes adimensionais de transferência entre as fases podem ser correlacionadas em termos do Número de Reynolds das partículas e do Número de Prandtl do fluido. Estes são definidos usando o diâmetro principal da partícula, e as propriedades da fase contínua:

$$\text{Re}_{ij} = \frac{\rho_i |\vec{U}_j - \vec{U}_i| d_j}{\mu_i} \quad (2.4)$$

$$\text{Pr}_{ij} = \frac{\mu_i C_{p_i}}{\lambda_i} \quad (2.5)$$

onde \vec{U}_i e \vec{U}_j correspondem aos vetores de velocidade (U_x, U_y, U_z) das fases contínua e dispersas. ρ_i, μ_i, C_{p_i} e λ_i são a massa específica, viscosidade, capacidade calorífica e condutividade térmica da fase contínua i .

➤ Modelo de mistura: trata todas as fases simetricamente e requer que ambas sejam contínuas. A densidade de área interfacial é determinada a partir da expressão 2.6:

$$A_{ij} = \frac{r_i r_j}{d_{ij}} \quad (2.6)$$

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

onde r_i e d_{ij} correspondem, respectivamente, a fração volumétrica da fase contínua e a escala de comprimento interfacial.

Neste modelo, os coeficientes adimensionais de transferência entre as fases também podem ser relacionadas em termos do Numero de Reynolds e do Numero de Prandtl, porém com relação à mistura:

$$Re_{ij} = \frac{\rho_{ij} |\bar{U}_j - \bar{U}_i| d_{ij}}{\mu_{ij}} \quad (2.7)$$

$$Pr_{ij} = \frac{\mu_{ij} C_{p_{ij}}}{\lambda_{ij}} \quad (2.8)$$

Sendo ρ_{ij} , μ_{ij} , $C_{p_{ij}}$ e λ_{ij} a densidade, viscosidade, capacidade calorífica e condutividade térmica da mistura, respectivamente.

onde:

$$\rho_{ij} = r_i \rho_i + r_j \rho_j \quad (2.9)$$

$$\mu_{ij} = r_i \mu_i + r_j \mu_j \quad (2.10)$$

sendo ρ_i e μ_i a massa específica e a viscosidade da fase contínua e ρ_j e μ_j a massa específica e a viscosidade da fase dispersa, respectivamente.

➤ Modelo de superfície livre: aplicado em fluxos com superfície livre (situação onde os fluidos, por exemplo água e ar, são separados por uma interface). A densidade de área interfacial é determinada por:

$$A_{ij} = |\nabla r_i| \quad (2.11)$$

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A determinação da fonte de massa volumétrica (Γ_{ij}) pode ser realizada através da especificação do fluxo mássico interfacial (m_{ij}), levando-se em consideração a densidade de área interfacial (A_{ij}):

$$\Gamma_{ij} = m_{ij} A_{ij} \quad (2.12)$$

A ocorrência de transferência de massa entre as fases inclui, nas demais equações de transporte, um termo fonte adicional, referenciado como *fonte secundária* ou *fluxo secundário* (devido à transferência de massa). A forma padrão para o termo fonte secundário (S_M), para uma variável transportada ϕ , é:

$$S_{Mij} = (\Gamma_{ij}^+ \phi_j - \Gamma_{ji}^+ \phi_i) \quad (2.13)$$

Contudo, o termo fonte para a equação do momento, devido à força corpo externa definida pelo empuxo, pode ser representado pela seguinte expressão:

$$S_{M,empuxo} = (\rho_i - \rho_{ref})g \quad (2.14)$$

onde ρ_{ref} corresponde a densidade de referência e g a aceleração da gravidade.

A força total que atua na fase i devido à interação com outras fases é dada por:

$$\bar{M}_i = \sum_{j \neq i} \bar{M}_{ij} \quad (2.15)$$

onde M_{ij} corresponde ao termo que representa a transferência de momento interfacial entre as fases i e j , o qual é expresso da seguinte forma:

$$\vec{M}_{ij}^D + \vec{M}_{ij}^L + \vec{M}_{ij}^{LUB} + \vec{M}_{ij}^{VM} + \vec{M}_{ij}^{TD} + \vec{M}_S \quad (2.16)$$

onde \vec{M}_{ij}^D , \vec{M}_{ij}^L , \vec{M}_{ij}^{LUB} , \vec{M}_{ij}^{VM} , \vec{M}_{ij}^{TD} e \vec{M}_S representam, respectivamente, a força de arraste interfacial, força de sustentação (“lift”), força de lubrificação na parede, força de massa virtual, força de dispersão turbulenta e força devido à pressão interfacial (YEOH e TU, 2005 e 2004).

A forma geral para modelar a força de arraste interfacial atuando na fase i devido à fase j é:

$$\vec{M}_j^D = c_{ij}^{(d)} (\vec{U}_j - \vec{U}_i) \quad (2.17)$$

Sendo o termo de arraste interfacial $c_{ij}^{(d)}$ dado por:

$$c_{ij}^{(d)} = \frac{C_D}{8} A_{ij} \rho_i |\vec{U}_j - \vec{U}_i| \quad (2.18)$$

onde $|\vec{U}_i - \vec{U}_j|$ corresponde a resultante da velocidade relativa entre a fase contínua e a fase dispersa, na direção do movimento resultante (MICHELE e HEMPEL, 2002; WEI *et al.*, 2006).

Para se obter melhores resultados, a transferência de momento interfacial devido ao arraste deve ser expressa levando-se em consideração a direção dos termos de transferência de momento das fases (MICHELE e HEMPEL, 2002; TALVY *et al.*, 2005; GAO *et al.*, 2006):

$$\vec{M}_{ij}^D = -\vec{M}_{ji}^D \quad (2.19)$$

Dessa forma, a equação (2.17) será expressa, para as fases contínua e dispersa, por:

➤ Fase contínua:

$$\overline{M}_{ij}^D = \frac{C_D}{8} A_{ij} \rho_i |\overline{U}_j - \overline{U}_i| (\overline{U}_j - \overline{U}_i) \quad (2.20)$$

➤ Fase dispersa:

$$\overline{M}_{ij}^D = -\frac{C_D}{8} A_{ij} \rho_i |\overline{U}_j - \overline{U}_i| (\overline{U}_j - \overline{U}_i) \quad (2.21)$$

Da Equação (2.18) pode ser verificado que a determinação do termo de arraste interfacial ($C_{ij}^{(d)}$) depende do coeficiente de arraste propriamente dito, C_D , o qual é função do regime de escoamento, das propriedades da fase contínua, da forma das bolhas, entre outros (RANADE, 2002).

Devido ao fato da força de arraste sobre um corpo imerso em um fluido em movimento ser função da tensão de cisalhamento na superfície viscosa (atrito superficial) e da força exercida pela distribuição de pressão assimétrica no corpo (arraste de forma), a determinação de C_D poderá ser realizada considerando-se um dos seguintes regimes:

Regime de Stokes: para baixos números de Reynolds da bolha ($0 \leq Re \leq 0,2$). Neste caso, o arraste será função apenas do atrito superficial e pode ser determinado por:

$$C_D = \frac{24}{Re} \quad (2.22)$$

O número de Reynolds (Re) é definido usando o diâmetro médio da partícula e as propriedades da fase contínua.

$$Re_{ij} = \frac{\rho_i |\overline{U}_j - \overline{U}_i| d_j}{\mu_i} \quad (2.23)$$

Regime viscoso ($1 < Re < 1000$): neste regime, tanto o atrito superficial quanto o arraste de forma são importantes.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na literatura existem inúmeras correlações baseadas em dados teóricos e experimentais, dentre as quais podem ser citadas as de Schiller e Nauman (1933), Ihme *et al.* (1972) e de Ishii e Zuber (1979):

Correlação de Schiller e Nauman (1933):

$$C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0,15 Re^{0,687}) \quad (2.24)$$

Correlação de Ihme *et al.* (1972):

$$C_D = \frac{24}{Re} + 5,48 Re^{-0,573} + 0,36 \quad (2.25)$$

Correlação de Ishii e Zuber (1979):

$$C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0,1 Re^{0,75}) \quad (2.26)$$

Regime inercial ou turbulento ($1000 < Re < 2 \times 10^5$): Neste caso, o arraste de forma é dominante e o coeficiente se torna independente do número de Reynolds da bolha, assumindo um valor constante:

$$C_D = 0,44 \quad (2.27)$$

Várias outras correlações existem para a determinação do coeficiente de arraste, que levam em consideração a forma distorcida da bolha ou partícula (bolhas alongadas ou elipsoidais) e a concentração de partículas.

➤ **Conservação da energia:**

A versão generalizada da equação da energia térmica, considerando a entalpia estática, é a seguinte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_i \rho_i h_i) + \nabla \cdot [r_i (\rho_i \bar{U}_i h_i - \lambda_i \nabla T_i)] = \sum_{j=1}^{N_p} (\Gamma_{ij}^+ h_{ji} - \Gamma_{ji}^+ h_{ij}) + S_i + Q_i \quad (2.28)$$

onde:

T_i, λ_i denotam a temperatura e a condutividade térmica da fase i ; S_i representa a fonte de calor externa; h_i representa a entalpia estática; Q_i representa a transferência de calor interfacial entre a fase i e as demais fases e $(\Gamma_{ij}^+ h_{ji} - \Gamma_{ji}^+ h_{ij})$ representa a transferência de calor induzida pela transferência de massa interfacial.

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

$$Q_i = \sum_{j \neq i} Q_{ij} \quad (2.29)$$

onde:

$$Q_{ij} = Q_{ji} \Rightarrow \sum_i Q_i = 0 \quad (2.30)$$

A transferência de calor através do contorno é usualmente descrita em termos de um coeficiente de transferência de calor global h_{ij} , que é a quantidade de energia calorífica através da unidade de área por unidade de tempo por unidade de diferença de temperatura entre as fases. Deste modo, a taxa de transferência de calor, Q_{ij} , por unidade de tempo, através do contorno de fase da área interfacial por unidade de volume A_{ij} , da fase j para a fase i , é:

$$Q_{ij} = h_{ij} A_{ij} (T_j - T_i) \quad (2.31)$$

Sendo T_i , a temperatura da fase i .

Este pode ser escrito na forma análoga para transferência de momento linear, como segue:

$$Q_{ij} = c_{ij}^{(h)}(T_j - T_i) \quad (2.32)$$

onde o coeficiente de transferência de calor volumétrico, $c_{ij}^{(h)}$, é modelado usando a correlação descrita abaixo:

$$c_{ij}^{(h)} = h_{ij} A_{ij} \quad (2.33)$$

Muitas vezes é conveniente expressar o coeficiente de transferência de calor em termos de Número de Nusselt (Nu) adimensional:

$$h = \frac{\lambda Nu}{d} \quad (2.34)$$

No modelo de partícula, a condutividade térmica λ é considerada como sendo a condutividade térmica da fase contínua, e o comprimento d é considerado como sendo o diâmetro da fase dispersa. Logo, pode-se escrever:

$$h_{ij} = \frac{\lambda_i Nu_{ij}}{d_j} \quad (2.35)$$

No modelo de mistura, o Número de Nusselt é definido em termos da condutividade da mistura e do comprimento escalar.

$$h_{ij} = \frac{\lambda_i Nu_{ij}}{d_{ij}} \quad (2.36)$$

Considerando óleo, água e gás escoando simultaneamente em uma tubulação com área de seção transversal A , com vazões volumétricas de óleo, água e gás dadas por Q_o , Q_w e Q_g , respectivamente, as velocidades superficiais de cada fase são dadas por:

$$j_{\text{óleo}} = \frac{Q_{\text{óleo}}}{A}, \quad j_{\text{água}} = \frac{Q_{\text{água}}}{A}, \quad j_{\text{gás}} = \frac{Q_{\text{gás}}}{A} \quad (2.37)$$

A velocidade da mistura é definida pela divisão da vazão volumétrica total pela área da seção transversal da tubulação, ou pela soma das velocidades superficiais de cada fase:

$$j = \frac{Q_{\text{óleo}} + Q_{\text{água}} + Q_{\text{gás}}}{A} = j_{\text{óleo}} + j_{\text{água}} + j_{\text{gás}} \quad (2.38)$$

Em escoamento multifásico de fases separadas, com é o caso deste trabalho, assume-se que cada fase ocupa diferentes partes da seção transversal do duto. A velocidade real de cada componente, ou velocidade “in situ” é diferente da velocidade superficial, que por sua vez é apenas um parâmetro. A primeira é calculada assumindo que a vazão de cada fase escoar por apenas uma fração da área total da seção do duto. Adotando A_o , A_w , A_g sendo as áreas da seção transversal ocupadas pelo óleo, água e gás, respectivamente, as velocidades “in situ” de cada fase são dadas por:

$$V_{\text{óleo}} = \frac{Q_{\text{óleo}}}{A_{\text{óleo}}}, \quad V_{\text{água}} = \frac{Q_{\text{água}}}{A_{\text{água}}}, \quad V_{\text{gás}} = \frac{Q_{\text{gás}}}{A_{\text{gás}}} \quad (2.39)$$

A partir das equações (2.38) e (2.39) é possível verificar que as velocidades *in situ* são maiores que as velocidades superficiais de cada fase.

O *holdup* ou fração volumétrica *in situ* de cada fase, média no tempo em certo ponto da tubulação, é considerado como uma grandeza local, ou seja, num comprimento infinitesimal de tubo. Esta grandeza de cada fase é dada por:

$$\alpha_{\text{óleo}} = \frac{A_{\text{óleo}}}{A}, \quad \alpha_{\text{água}} = \frac{A_{\text{água}}}{A}, \quad \alpha_{\text{gás}} = \frac{A_{\text{gás}}}{A} \quad (2.40)$$

Com isso as velocidades “in situ” e as velocidades superficiais de cada fase podem ser correlacionadas da seguinte forma:

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

$$V_{\text{óleo}} = \frac{J_{\text{óleo}}}{\alpha_{\text{óleo}}}, \quad V_{\text{água}} = \frac{J_{\text{água}}}{\alpha_{\text{água}}}, \quad V_{\text{gás}} = \frac{J_{\text{gás}}}{\alpha_{\text{gás}}} \quad (2.41)$$

Quando dois ou mais fluidos correm juntos em uma tubulação, a fração volumétrica in situ é geralmente diferente da fração volumétrica de injeção. Essa diferença se dá devido a diferença na viscosidade e/ou densidade entre as fases escoadas.

CAPÍTULO III

MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 O problema físico

3.1.1 Descrição

A constatação da eficiência da técnica de transporte de óleos pesados pela injeção de água ("*core-flow*"), em sistema bifásico água-óleo, tanto em termos de consumo de energia como em volume produzido, faz com que ela seja avaliada em outras situações práticas antes de ser implementada para a elevação e transporte deste tipo de óleo.

Dentre as situações práticas destaca-se o transporte de óleo pesado com a presença de uma terceira fase, o gás, que inicialmente está em solução, porém, em consequência da queda de pressão ao longo do duto, se desprende, formando bolhas, inicialmente pequenas e com baixa velocidade superficial, que, ao longo da tubulação, se expandem e aceleram. A presença desta terceira fase no escoamento modifica significativamente o padrão de escoamento bifásico anular óleo-água, assim como sua queda de pressão.

Por essa razão, este trabalho tem como proposição realizar um estudo teórico do transporte de fluidos multifásicos em duto horizontal, considerando o escoamento trifásico anular água-óleo pesado-ar, por meio de simulação numérica. Para isso, foram testados diferentes modelos matemáticos disponibilizados no pacote comercial CFX versão 11, de tal forma que o modelo teórico implementado representasse o comportamento físico real do sistema; notadamente no que se refere aos campos de velocidade, fração volumétrica e perda de carga, submetidos a diferentes propriedades físicas dos fluidos (temperatura, massa específica e viscosidade) e parâmetros de escoamento (velocidades superficiais).

Para validar os resultados numéricos desta pesquisa, foram utilizados os resultados experimentais de queda de pressão, obtidos por Trevisan (2003), ao estudar os padrões de fluxo e perda de carga em escoamento trifásico horizontal de óleo pesado, água e ar.

A seguir será apresentada uma descrição sucinta do experimento realizado por Trevisan (2003).

3.1.2 Aparato e procedimento experimental

O trabalho experimental que será relatado abaixo foi realizado no Laboratório de Fluxo Multifásico da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas por Trevisan (2003), cujos dados, já publicados, foram utilizados nesta pesquisa.

O aparato experimental consistiu num sistema fechado com os seguintes componentes: bico injetor, bombas, compressores, filtros, seções de medição, seções de teste vertical e horizontal e tanque separador e de armazenamento (Figura 3.1).

O experimento consistiu em escoar ar, água e óleo pesado variando as velocidades superficiais de cada fase. O óleo utilizado, fornecido pelo Centro de Pesquisa da Petrobrás, foi proveniente de uma plataforma marítima. O óleo foi bombeado do tanque de separação, por uma bomba de parafuso, para o bico injetor, e as vazões foram controladas por um variador de frequência e medidas por um medidor do tipo coriole.

A água do fundo do separador, impulsionada por uma bomba de engrenagem, e submetida a um filtro para reter o óleo que ainda não tinha sido separado por gravidade, era transportada para o bico injetor. A vazão de água foi medida por um painel de rotâmetros e controlada pelo variador de frequência.

O gás, proveniente de um compressor, passava por um manômetro antes de chegar ao painel de rotâmetros, para que sua vazão fosse medida. O controle desta variável foi feito pela manipulação de uma válvula do tipo agulha, que permite um maior controle.

A linha de gás terminava na tubulação de óleo, antes da entrada do bico injetor. Neste equipamento a água foi injetada nas laterais e o escoamento ar-óleo entrava por baixo. Dessa maneira, ao sair do bico injetor, a água estava próxima as paredes do tubo, facilitando a formação de padrões de fluxo que tenham esta fase em contato com as paredes da tubulação.

Após o bico injetor, tem-se uma tubulação de vidro de 2,84 cm de diâmetro interno, com trechos vertical e horizontal, ambos equipados com visores de acrílico e tomadas de pressão. O fluxo retornava, por uma linha vertical descendente, onde as fases eram então segregadas e reintroduzidas no sistema.

Cada teste foi iniciado com o escoamento de apenas uma fase, a água. Em seguida o óleo foi injetado progressivamente. Os inversores de frequência foram usados para ajustar as taxas de óleo, gás e água para os valores desejados.

Para tornar possível a visualização de diversos padrões de fluxo, as velocidades superficiais do óleo ($J_{\text{óleo}}$), da água ($J_{\text{água}}$) e do ar (J_{ar}) foram variadas nas seguintes faixas:

$$- 0,02 \leq J_{\text{óleo}} \leq 1,2 \text{ m/s}$$

$$- 0,04 \leq J_{\text{água}} \leq 0,5 \text{ m/s.}$$

$$- 0,04 \leq J_{\text{ar}} \leq 9 \text{ m/s.}$$

A cada faixa de vazões ajustadas na entrada do sistema, e após verificação do estado estacionário, filmes foram gravados usando uma câmera de alta velocidade a fim de determinar os diferentes padrões de fluxo obtidos. Também foram coletados dados para determinar a queda de pressão e a temperatura na seção de teste horizontal.

Maiores detalhes do aparato e procedimento experimental podem ser obtidos em Trevisan (2003).

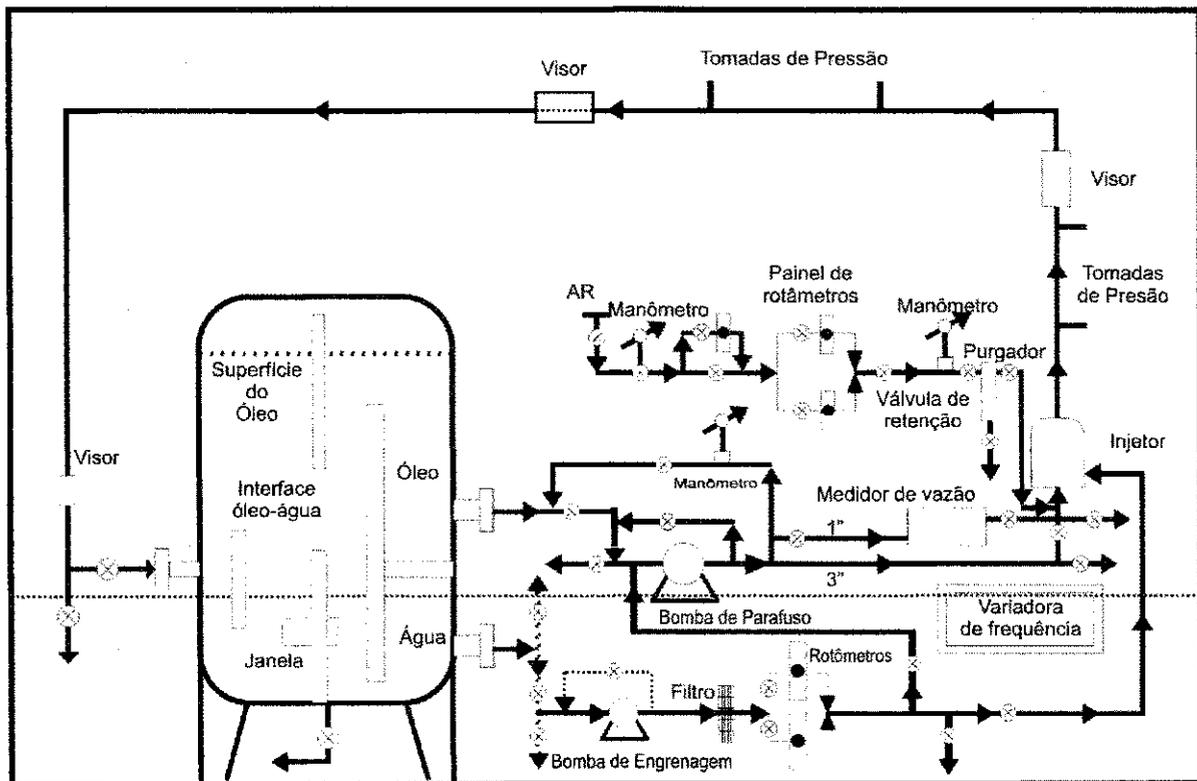


Figura 3.1 – Representação do circuito experimental de fluxo de óleo-água-ar utilizado no experimento de Trevisan (2003) (sem escala).

Os valores das velocidades superficiais de cada fluido ($J_{\text{água}}, J_{\text{óleo}}, J_{\text{ar}}$) e das quedas de pressão do sistema, obtidos do trabalho de Trevisan (2003), utilizados para validar os resultados numéricos desta pesquisa, são apresentados na Tabela 3.1.

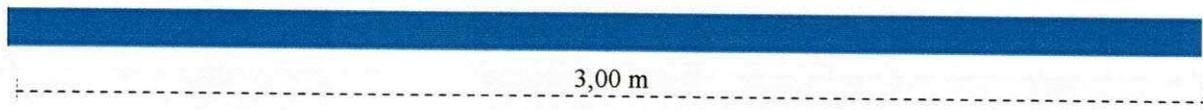
Tabela 3.1 - Dados experimentais obtidos por Trevisan (2003).

Parâmetros de escoamento	1	2	3	4
$J_{\text{água}} (m/s)$	0,53	0,32	0,53	0,53
$J_{\text{óleo}} (m/s)$	0,22	1,00	0,60	1,00
$J_{\text{ar}} (m/s)$	0,05	0,04	0,05	0,04
ΔP (Pa)	243,50	637,00	443,80	794,80

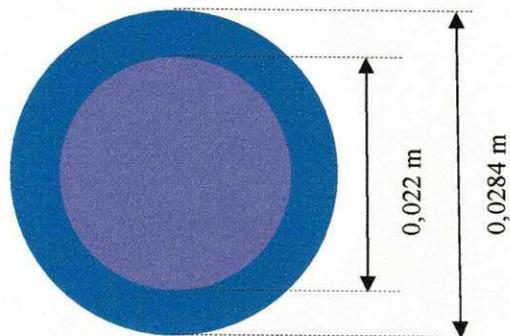
3.1.3 Domínio de estudo

Do aparato experimental utilizado por Trevisan (2003), foi escolhido, como domínio de estudo, um segmento da seção de teste horizontal (Figura 3.1). Este segmento consistiu de uma tubulação de vidro de 3 m de comprimento e 0,0284 m de diâmetro interno, dos quais, 0,003 m correspondia ao espaço anular que permitiu a formação de um anel de água adjacente à parede da tubulação (Figura 3.2 a - b). Por sua vez, a entrada da tubulação apresenta duas regiões distintas, denominadas entrada de água e de óleo (Figura 3.2 c). Quanto a saída, foi definida uma única região, denominada saída (Figura 3.2 d).

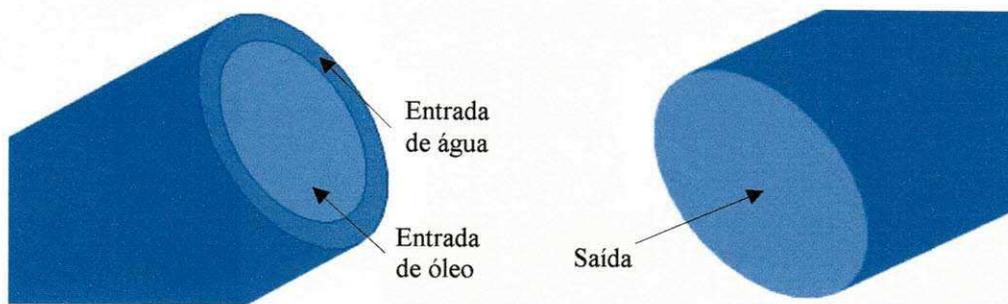
Para garantir que os dados fossem coletados quando o escoamento já tivesse atingido o desenvolvimento hidrodinâmico, as tomadas de pressão, espaçadas 81 cm uma da outra, foram instaladas a uma distância de 30 vezes o diâmetro interno da tubulação, tomando-se como referência o cotovelo a direita da tubulação da seção de teste horizontal (Figura 3.3). Os pontos de tomada de pressão foram estabelecidos por Trevisan (2003).



(a)



(b)



(c)

(d)

Figura 3.2 - Representação da tubulação: (a) visão geral, (b) ilustração do espaço anular, (c) região de entrada e (d) região de saída.

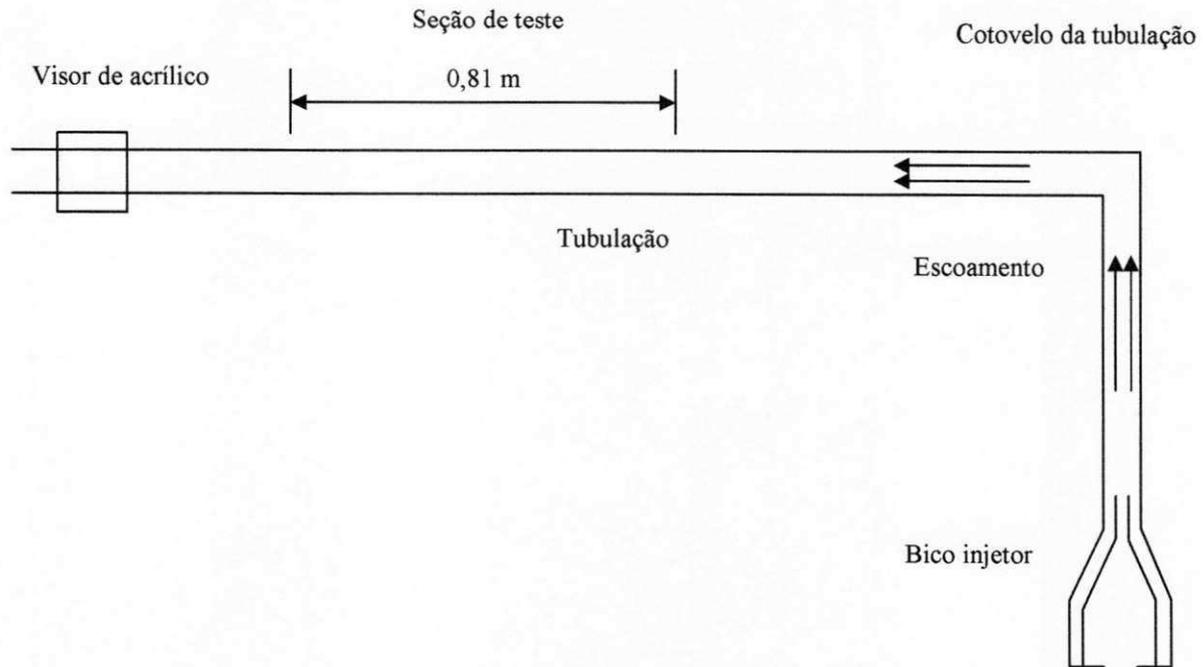


Figura 3.3 - Representação da tubulação com a localização das tomadas de pressão.

3.2 Modelagem matemática

3.2.1 Validação experimental

Com o objetivo de implementar a modelagem matemática que representasse adequadamente o comportamento fluidodinâmico do escoamento físico real em dutos horizontais, considerando o escoamento trifásico anular água-óleo pesado-ar, foram realizadas simulações, denominadas casos 1, 2, 3 e 4, considerando às propriedades termofísicas dos fluidos e parâmetros de escoamento utilizados nos experimentos de Trevisan (2003).

3.2.1.1 Considerações sobre o modelo e condições de contorno

Para o estudo do comportamento fluidodinâmico do escoamento trifásico no interior de duto levando-se em consideração as fases líquida (água e óleo) e gasosa (ar), situação real no transporte de óleo pesado, foi utilizado o modelo para escoamentos multifásicos com transferência interfacial (aproximação Euleriana-Euleriana). Esta escolha se deve às vantagens computacionais deste modelo, quando comparados com os que envolvem a

aproximação Euleriana-Lagrangeana, em problemas com elevadas frações volumétricas da fase dispersa. Em simulações utilizando a aproximação Euleriana-Lagrangeana, o esforço computacional aumenta com a ascensão da fase dispersa; visto que mais partículas têm de ser transportadas. Por essa razão, apesar da aproximação Euleriana-Lagrangeana permitir o estudo dos fenômenos de coalescência e *break-up* com relativa facilidade, existe limitação quanto ao número de bolhas. Na aproximação Euleriana-Euleriana, o esforço computacional permanece constante (MICHELE e HEMPEL, 2002). Além disso, na abordagem Euleriana-Euleriana, o uso de esquemas de discretização de alta ordem resolve melhor o problema de difusão numérica quando comparado com a abordagem Euleriana-Lagrangeana (SOKOLICHIN *et al.*, 2004).

A metodologia adotada nesta pesquisa foi dividida em duas etapas, onde a primeira considerou o sistema isotérmico e a segunda não - isotérmico.

a) Sistema isotérmico

Inicialmente, visando simplificar o modelo e a solução das equações governantes, foram feitas as seguintes suposições:

a1) Fluidos newtonianos.

a2) Escoamento incompressível, regime permanente e trifásico, formado por duas fases contínuas (água- α e óleo- γ) e uma fase dispersa (ar- β).

a3) Sistema isotérmico, com temperatura igual a 298K; que corresponde a temperatura de trabalho utilizada por Trevisan (2003).

a4) Propriedades termodinâmicas (massa molar, massa específica e capacidade de calor específico) e de transporte (viscosidade dinâmica e condutividade térmica) constantes.

a5) Regime de escoamento turbulento (modelo $k - \epsilon$) para a água e laminar para o óleo e o ar.

a6) Modelos de mistura para modelar os termos de transferência de momento interfacial entre as fases contínuas e modelo de partícula para modelar os termos de transferência de momento interfacial entre as fases dispersa e contínua, respectivamente. Nesses modelos, as áreas de contato interfaciais são determinadas pelas equações 3.1 a 3.3, respectivamente.

➤ Modelo de partícula

- Para o par de fluidos água - ar (α e β):

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6 \cdot r_{\beta}}{d_{\beta}} \quad (3.1)$$

- Para o par de fluidos óleo - ar (γ e β):

$$A_{\gamma\beta} = \frac{6 \cdot r_{\beta}}{d_{\beta}} \quad (3.2)$$

➤ Modelo de mistura

- Para o par de fluidos água - óleo (α e γ):

$$A_{\alpha\gamma} = \frac{r_{\alpha} \cdot r_{\gamma}}{d_{\alpha\gamma}} \quad (3.3)$$

onde $A_{\alpha\beta}$, $A_{\gamma\beta}$ e $A_{\alpha\gamma}$ correspondem as áreas de contato interfaciais entre os pares de fluidos, r_{α} , r_{γ} e r_{β} as frações volumétricas das fases contínuas e dispersa, d_{β} o diâmetro da fase dispersa e $d_{\alpha\gamma}$ a escala de comprimento interfacial entre as fases contínuas.

a7) A transferência de momento interfacial entre as fases α , γ e β é função apenas da força de arraste. Esta suposição foi respaldada na afirmação de que a força de arraste é a força que exerce maior efeito nos modelos de transferência de momento interfacial, enquanto que o efeito causado pelas forças consideradas de não-arraste (por exemplo, força de sustentação e a força de massa virtual) podem ser desprezadas quando comparadas com a força de arraste (CHEN et al., 2005). É importante destacar que as forças de não-arraste só apareceriam no modelo de partícula para os pares de fluidos água/ar e óleo/ar, pois o modelo de mistura, utilizado para o par de fluidos água/óleo, só considera as forças de arraste.

a8) Considerando que as bolhas de ar eram esféricas e a distribuição escassa, as determinações dos coeficientes de arraste (C_D) para os pares de fluidos água/ar e óleo/ar foram realizadas por meio da correlação de Ishii Zuber (1979). Para o par de fluidos água/óleo, o C_D foi considerado constante e igual a 0,44.

a9) A fonte de momento devido à força corpo externa depende apenas do empuxo. Para o cálculo do empuxo foi utilizado o modelo “Full Buoyancy” disponível no CFX 11 para

fluxo multifásico Euleriano, o qual é indicado quando as densidades de todas as fases são constantes.

a10) A transferência de massa interfacial foi considerada desprezível e os termos $S_{MS\alpha}$ e $\sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta}$ da equação (2.1) e o termo $(\Gamma_{\beta\alpha}^+ \bar{U}_\alpha - \Gamma_{\alpha\beta}^+ \bar{U}_\beta)$ da equação (2.2) foram desconsideradas.

a11) Núcleo de óleo estático e no centro do duto, no início do processo.

a12) Rugosidade do duto de vidro igual a $1,5 \times 10^{-5}$ m.

a13) Considerando-se que superfícies rugosas podem causar efeitos significativos sobre o fluxo - como conduzir ao aumento da produção de turbulência próximo a parede, resultando no aumento significativo tanto na tensão de cisalhamento na parede como nos coeficientes de transferência de calor - a predição do fluxo próximo a parede foi modelada por meio da utilização da condição de contorno *no slip wall*, a qual considera que o fluido imediatamente próximo a parede se desloca com a mesma velocidade da parede, que é zero ($U_{wall} = 0$).

a14) Modelo de contato com a parede: *specify area fraction* (f_{as}), que permite ao usuário especificar a fração de área de cada fluido que terá contato com a parede. Quando não especificada, o CFX utiliza, como padrão, o modelo *volumetric fraction*, que considera que a fração da fase contínua que terá contato com a parede será idêntica a sua fração volumétrica no volume de controle adjacente a parede.

a15) escoamento hidrodinâmico completamente desenvolvido; por essa razão os efeitos de borda foram desprezados.

a16) Misturas de óleo, água e ar nas duas regiões de entrada da tubulação (entrada de água e de óleo). Esta suposição foi baseada na consideração de que os fluidos, provenientes do tanque de separação, ao serem reintroduzidos no sistema, de forma pressurizada, eram parcialmente misturados, principalmente ao passarem pelo cotovelo que unia as tubulações das seções de teste vertical e horizontal, o que favorecia a formação de misturas. Outra consideração a ser feita é a de que, de acordo com Ferrini *et al.* (1990), dentre os cinco diferentes modelos utilizados em sua pesquisa para estimar a queda de pressão de um fluxo trifásico de água, óleo e condensado de gás, o que melhor representou o escoamento trifásico foi o que considerou o escoamento constituído por dois fluidos equivalentes, um composto por água e óleo e outro por óleo e gás.

Mediante as hipóteses formuladas, as equações governantes podem ser reescritas da seguinte forma:

➤ **Conservação de massa:**

- Para a fase contínua - água (α):

$$\nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = 0 \quad (3.4)$$

- Para a fase contínua - óleo (γ):

$$\nabla \cdot (r_\gamma \rho_\gamma \vec{U}_\gamma) = 0 \quad (3.5)$$

- Para a fase dispersa - ar (β):

$$\nabla \cdot (r_\beta \rho_\beta \vec{U}_\beta) = 0 \quad (3.6)$$

➤ **Conservação de momento linear:**

- Para a fase contínua - água (α):

$$\begin{aligned} \nabla \cdot [r_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)] = & -r_\alpha \nabla p + \nabla \cdot \left\{ r_\alpha \mu_\alpha \left[\nabla \vec{U}_\alpha + (\nabla \vec{U}_\alpha)^T \right] \right\} + \\ & r_\alpha (\rho_\alpha - \rho_{ref}) g + c_{\alpha\beta}^{(d)} (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \end{aligned} \quad (3.7)$$

- Para a fase contínua - óleo (γ):

$$\begin{aligned} \nabla \cdot [r_\gamma (\rho_\gamma \vec{U}_\gamma \otimes \vec{U}_\gamma)] = & -r_\gamma \nabla p + \nabla \cdot \left\{ r_\gamma \mu_\gamma \left[\nabla \vec{U}_\gamma + (\nabla \vec{U}_\gamma)^T \right] \right\} + \\ & r_\gamma (\rho_\gamma - \rho_{ref}) g + c_{\gamma\alpha}^{(d)} (\vec{U}_\alpha - \vec{U}_\gamma) \end{aligned} \quad (3.8)$$

- Para a fase dispersa - ar (β):

$$\begin{aligned} \nabla \cdot [r_\beta (\rho_\beta \vec{U}_\beta \otimes \vec{U}_\beta)] = & -r_\beta \nabla p + \nabla \cdot \left\{ r_\beta \mu_\beta \left[\nabla \vec{U}_\beta + (\nabla \vec{U}_\beta)^T \right] \right\} + \\ & r_\beta (\rho_\beta - \rho_{ref}) g + c_{\beta\gamma}^{(d)} (\vec{U}_\gamma - \vec{U}_\beta) \end{aligned} \quad (3.9)$$

A equação da energia não foi usada, já que o sistema é isotérmico. Tendo em vista que a água escoou no refino turbulento, considerou-se o modelo $k - \varepsilon$ como modelo de estudo.

Para fluxos multifásicos, considerando o modelo $k-\varepsilon$, são acrescentados os termos referentes à transferência interfacial para energia cinética turbulenta ($T_{\alpha\beta}^k$) e para taxa de dissipação turbulenta ($T_{\alpha\beta}^\varepsilon$):

- Para a energia cinética turbulenta:

$$\nabla \cdot \left\{ r_\alpha \left[\rho_\alpha \vec{U}_\alpha k_\alpha - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_k} \right) \nabla k_\alpha \right] \right\} = r_\alpha (P_\alpha - \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) + T_{\alpha\beta}^k \quad (3.10)$$

- Para a taxa de dissipação turbulenta:

$$\nabla \cdot \left[r_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha \varepsilon_\alpha - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon_\alpha \right] = r_\alpha \frac{\varepsilon_\alpha}{k_\alpha} (C_{\varepsilon 1} P_\alpha - C_{\varepsilon 2} \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) + T_{\alpha\beta}^\varepsilon \quad (3.11)$$

onde k_α , ε_α e $\mu_{t\alpha}$ correspondem, respectivamente, a energia cinética turbulenta, a taxa de dissipação turbulenta e a viscosidade turbulenta da fase contínua (α). $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k e σ_ε são constantes, cujos valores são 1.44; 1.92; 1.0 e 1.3, respectivamente.

Ressalta-se ainda que, inicialmente, foram realizadas várias simulações considerando-se diferentes modelos matemáticos, métodos numéricos, critérios de convergência e condições de contorno, sem, no entanto, considerar a formação de misturas e o modelo de contato com a parede *specify area fraction*; porém, especificando-se como condição de entrada as velocidades reais ($U_{\text{água}}, U_{\text{óleo}}, U_{\text{ar}}$) e as frações volumétricas ($r_{\text{água}}, r_{\text{óleo}}, r_{\text{ar}}$) dos fluidos e, como condição de parede, o modelo *volumetric fraction* (ver Tabela A2 - APÊNDICE A):

- Entrada de água: $U_{\text{água}} \neq 0$ e $U_{\text{óleo}} = U_{\text{ar}} = 0$; $r_{\text{água}} = 1$ e $r_{\text{óleo}} = r_{\text{ar}} = 0$

- Entrada de óleo: $U_{\text{água}} = 0$ e $U_{\text{óleo}} \neq U_{\text{ar}} \neq 0$; $r_{\text{água}} = 0$ e $r_{\text{óleo}} \neq r_{\text{ar}} \neq 0$

Contudo, após inúmeras tentativas, foi verificado que, embora o padrão "*core-flow*" fosse inicialmente obtido, ao longo do escoamento, quando este atingia aproximadamente a metade do duto, o padrão se desfazia, com o óleo atingindo a parte superior do duto e lá permanecendo durante todo o restante do escoamento, até o término do duto (Figura A1).

Logo, os correspondentes campos de pressão e de velocidades superficiais, diferiam completamente dos resultados experimentais obtidos por Trevisan (2003); obtendo-se, a título

de exemplo, quedas de pressão na ordem de kPa (Figura A1), ou seja, milhares de vezes superiores a queda de pressão obtida experimentalmente para as mesmas condições experimentais de operação.

Posteriormente, visando obter o padrão de escoamento "*core-flow*" e, conseqüentemente, reduzir os valores das quedas de pressão, foram realizadas novas simulações, também sem considerar a formação de misturas na entrada, porém, especificando-se como condição de entrada as velocidades superficiais ($J_{\text{água}}, J_{\text{óleo}}, J_{\text{ar}}$) e as frações volumétricas dos fluidos (Tabela A3 - APÊNDICE A):

- Entrada de água: $J_{\text{água}} \neq 0$ e $J_{\text{óleo}} = J_{\text{ar}} = 0$; $r_{\text{água}} = 1$ e $r_{\text{óleo}} = r_{\text{ar}} = 0$

- Entrada de óleo: $J_{\text{água}} = 0$ e $J_{\text{óleo}} \neq 0$ e $J_{\text{ar}} \neq 0$; $r_{\text{água}} = 0$ e $r_{\text{óleo}} \neq r_{\text{ar}} \neq 0$

A partir dos resultados dessas simulações, foram coletados dados de saída referentes às velocidades reais de cada fluido na região de entrada (TABELA A4 - APÊNDICE A). A análise destes dados ratificou a suposição da formação de misturas, já que foram verificadas frações volumétricas maiores que zero, em cada região de entrada, para os três fluidos considerados nas simulações. Os dados de velocidades reais e de frações volumétricas de cada fluido, obtidos nessa etapa, foram então considerados como dados de entrada para as simulações subseqüentes, nas quais foram consideradas as formações de misturas nas duas entradas:

- Entrada de água: $U_{\text{água}} \neq U_{\text{óleo}} \neq U_{\text{ar}} \neq 0$; $r_{\text{água}} \neq r_{\text{óleo}} \neq r_{\text{ar}} \neq 0$

- Entrada de óleo: $U_{\text{água}} \neq U_{\text{óleo}} \neq U_{\text{ar}} \neq 0$; $r_{\text{água}} \neq r_{\text{óleo}} \neq r_{\text{ar}} \neq 0$.

A partir desses resultados, foi observado a formação do padrão de escoamento "*core-flow*", porém, ainda com elevadas quedas de pressão, quando comparadas com as experimentais reportadas por Trevisan (2003) (FIGURA A2 - APÊNDICE A).

Visando reduzir essas quedas de pressão, foram então realizadas novas simulações, considerando-se, além da mistura, o modelo de contato com a parede *specify area fraction*. Para isso, foram especificadas as frações de área de cada fluido em contato com a parede (A_{contato}) (Tabela A5 - APÊNDICE A):

- Entrada de água: $U_{\text{água}} \neq U_{\text{óleo}} \neq U_{\text{ar}} \neq 0$; $r_{\text{água}} \neq r_{\text{óleo}} \neq r_{\text{ar}} \neq 0$

- Entrada de óleo: $U_{\text{água}} \neq U_{\text{óleo}} \neq U_{\text{ar}} \neq 0$; $r_{\text{água}} \neq r_{\text{óleo}} \neq r_{\text{ar}} \neq 0$

- Fração de área de cada fluido em contato com a parede:

$$A_{\text{contato da água}} \neq A_{\text{contato do óleo}} \neq 0; A_{\text{contato do ar}} = 0$$

Salienta-se que, por apresentar baixa fração volumétrica, quando comparada com as frações dos demais fluidos (água e óleo), a fração de área de contato da fase dispersa (ar) com a parede foi desprezada.

A partir de então, foram feitos ajustes nos parâmetros de entrada (velocidades reais e frações volumétricas dos fluidos), via procedimento por tentativa e erro, e observados os resultados de saída correspondentes. Esse procedimento foi repetido até serem obtidos resultados próximos aos experimentais.

As condições de fronteira que foram especificadas para todas as variáveis em análise, para os casos estudados (casos 1, 2, 3 e 4), considerando o escoamento trifásico e as hipóteses formuladas acima, estão contidas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K), para os casos 1, 2, 3 e 4.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Entrada de Água	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,6700	0,4500	0,5500	0,5400
	$r_{\text{água}}$	0,9200	0,8000	0,9396	0,9600
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,7100	0,4800	0,5700	0,5700
	$r_{\text{óleo}}$	0,0796	0,1900	0,0600	0,0396
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,7500	0,5200	0,5900	0,5900
	r_{ar}	0,0004	0,0100	0,0004	0,0004
Entrada de Óleo	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,2000	0,7100	0,6300	0,9000
	$r_{\text{água}}$	0,0100	0,0250	0,0200	0,0180
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,2200	0,8900	0,6560	0,9900
	$r_{\text{óleo}}$	0,9700	0,9700	0,9400	0,9400
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,2500	0,9400	0,6900	1,0600
	r_{ar}	0,0200	0,0050	0,0400	0,0420
Parede	$A_{\text{contato da água}}$	0,9995	0,9997	0,9998	0,9997
	$A_{\text{contato do óleo}}$	0,0005	0,0003	0,0002	0,0003
	$A_{\text{contato da ar}}$	0,00000	0,0000	0,0000	0,0000
Saída	Pressão estática (kPa)	101,325			

3.2.2 Validação teórica

Para verificar se a modelagem multifásica adotada nas simulações do escoamento trifásico água-óleo pesado-ar era capaz de prever o comportamento hidrodinâmico dos fluidos no escoamento monofásico, foram realizadas simulações para os escoamentos monofásico

água (caso 5) e monofásico óleo pesado (caso 6), utilizando-se o modelo trifásico. Na Tabela 3.3 constam as condições iniciais e de contorno utilizadas nas simulações dos casos 5 e 6. As velocidades da água e do óleo, especificadas na região de entrada de óleo, para os casos 5 ($U_{\text{água}} = 1,25 \text{ m/s}$) e 6 ($U_{\text{óleo}} = 1,29 \text{ m/s}$), foram calculadas mantendo-se a mesma vazão mássica do caso 4 (escoamento trifásico), que é de 0,49 kg/s. O roteiro dos cálculos para obtenção dessas velocidades está no Apêndice B.

Os perfis de velocidade e as quedas de pressão obtidos das simulações dos casos 5 e 6 foram então comparados com os obtidos via soluções analíticas disponibilizadas em FOX *et al.* (2010). Os cálculos dos perfis de velocidade e das quedas de pressão analíticos estão apresentados no Apêndice B.

Tabela 3.3 – Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K), para os casos 5 e 6.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso 5	Caso 6
Entrada de Água	$U_{\text{água}} \text{ (m/s)}$	0,00001	0,00001
	$r_{\text{água}}$	0,99998	0,00001
	$U_{\text{óleo}} \text{ (m/s)}$	0,00001	0,00001
	$r_{\text{óleo}}$	0,00001	0,99998
	$U_{\text{ar}} \text{ (m/s)}$	0,00001	0,00001
	r_{ar}	0,00001	0,00001
Entrada de Óleo	$U_{\text{água}} \text{ (m/s)}$	1,25000	0,00001
	$r_{\text{água}}$	0,99998	0,00001
	$U_{\text{óleo}} \text{ (m/s)}$	0,00001	1,29000
	$r_{\text{óleo}}$	0,00001	0,99998
	$U_{\text{ar}} \text{ (m/s)}$	0,00001	0,00001
	r_{ar}	0,00001	0,00001
Parede	$A_{\text{contato da água}}$	1,00000	0,00000
	$A_{\text{contato do óleo}}$	0,00000	1,00000
Saída	Pressão estática (kPa)	101,325	

3.2.3 Eficiência da técnica "core-flow"

Uma das formas de se avaliar a eficiência da técnica "core-flow" é comparar a queda de pressão no escoamento bifásico água-óleo pesado com a queda de pressão dos escoamentos monofásicos de água e de óleo. Como a água, no escoamento "core-flow", sempre está em contato com a parede interna da tubulação, a queda de pressão bifásica medida deve ser

próxima da queda de pressão da água escoando sozinha no tubo à vazão volumétrica da mistura (BARBOSA, 2004).

Para a simulação do escoamento bifásico água-óleo pesado (caso 7), utilizando o modelo trifásico, foram utilizadas as condições iniciais e de contorno apresentadas na Tabela 3.4. A velocidade da água ($U_{\text{água}} = 0,54 \text{ m/s}$), especificada no espaço anular, e a velocidade do óleo ($U_{\text{óleo}} = 0,95 \text{ m/s}$), especificada no núcleo de óleo, foi calculada mantendo-se a mesma vazão mássica do caso 4 (escoamento trifásico), que é de 0,49 kg/s. O roteiro dos cálculos para obtenção dessas velocidades está no Apêndice B.

Tabela 3.4 – Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K), para o caso 7.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso 7
Entrada de Água	$U_{\text{água}} \text{ (m/s)}$	0,54000
	$r_{\text{água}}$	0,99998
	$U_{\text{óleo}} \text{ (m/s)}$	0,00001
	$r_{\text{óleo}}$	0,00001
	$U_{\text{ar}} \text{ (m/s)}$	0,00001
Entrada de Óleo	r_{ar}	0,00001
	$U_{\text{água}} \text{ (m/s)}$	0,00001
	$r_{\text{água}}$	0,00001
	$U_{\text{óleo}} \text{ (m/s)}$	0,95000
	$r_{\text{óleo}}$	0,99998
Parede	$U_{\text{ar}} \text{ (m/s)}$	0,00001
	r_{ar}	0,00001
	$A_{\text{contato da água}}$	0,99970
Saída	$A_{\text{contato do óleo}}$	0,00030
	$A_{\text{contato da ar}}$	0,00000
	Pressão _{estática} (kPa)	101,325

Após as comparações realizadas entre o escoamento bifásico água-óleo pesado (caso 7), através da técnica "core-flow", com os escoamentos monofásicos de água (caso 5) e de óleo pesado (caso 6), a mesma vazão mássica, realizou-se a comparação entre os resultados do escoamento bifásico com o trifásico (caso 4).

3.3 Avaliação do escoamento trifásico

3.3.1 Efeito das frações volumétricas dos fluidos (sistema isotérmico)

Uma vez validados os dados numéricos, obtidos através do modelo adotado, efetuou-se um novo conjunto de simulações com o objetivo de avaliar a influência das frações volumétricas do óleo pesado e do ar na queda de pressão e nos campos de velocidade do escoamento trifásico. Para isso, foram implementadas as condições de fronteira especificadas nas Tabelas 3.5 e 3.6. Os casos 8 a 12 (Tabela 3.5) correspondem às variações das frações volumétricas de ar. Os casos 13 a 17 (Tabela 3.6) referem-se às variações das frações volumétricas do óleo pesado. Para manter o somatório das frações volumétricas dos fluidos iguais a 1 ($\sum r_{\text{água}} + r_{\text{ar}} + r_{\text{óleo}} = 1$), no núcleo de óleo, foi necessário compensar as variações das frações volumétricas do óleo pesado por meio da variação da fração volumétrica da água, presente no núcleo de óleo, na forma de mistura.

Com o objetivo de avaliar uma situação comum na exploração e transporte de óleos pesados, utilizando-se a técnica "core-flow", onde as frações volumétricas e as velocidades dos fluidos variam frequentemente, foram realizadas as simulações dos casos 18, 19 e 20 apresentados na Tabela 3.7.

Tabela 3.5 – Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K) e diferentes frações volumétricas de ar e água, na entrada de óleo.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso 8	Caso 9	Caso 10	Caso 11	Caso 12
Entrada de Água	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,5400	0,5400	0,5400	0,5400	0,5400
	$r_{\text{água}}$	0,9600	0,9600	0,9600	0,9600	0,9600
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,5700	0,5700	0,5700	0,5700	0,5700
	$r_{\text{óleo}}$	0,0396	0,0396	0,0396	0,0396	0,0396
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,5900	0,5900	0,5900	0,5900	0,5900
	r_{ar}	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004
Entrada de Óleo	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,9000	0,9000	0,9000	0,9000	0,9000
	$r_{\text{água}}$	0,0590	0,0550	0,0400	0,0200	0,0000
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,9900	0,9900	0,9900	0,9900	0,9900
	$r_{\text{óleo}}$	0,9400	0,9400	0,9400	0,9400	0,9400
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	1,6000	1,6000	1,6000	1,6000	1,6000
	r_{ar}	0,0010	0,0050	0,0200	0,0400	0,0600
Parede	$A_{\text{contato da água}}$	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997
	$A_{\text{contato do óleo}}$	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003
	$A_{\text{contato da ar}}$	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Saída	Pressão estática (kPa)	101,325				

Tabela 3.6 – Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K) e diferentes frações volumétricas de óleo pesado e água, na entrada de óleo.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso 13	Caso 14	Caso 15	Caso 16	Caso 17
Entrada de Água	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,5400	0,5400	0,5400	0,5400	0,5400
	$r_{\text{água}}$	0,9600	0,9600	0,9600	0,9600	0,9600
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,5700	0,5700	0,5700	0,5700	0,5700
	$r_{\text{óleo}}$	0,0396	0,0396	0,0396	0,0396	0,0396
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,5900	0,5900	0,5900	0,5900	0,5900
	r_{ar}	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004
Entrada de Óleo	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,9000	0,9000	0,9000	0,9000	0,9000
	$r_{\text{água}}$	0,0800	0,0600	0,0400	0,0200	0,0000
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,9900	0,9900	0,9900	0,9900	0,9900
	$r_{\text{óleo}}$	0,8800	0,9000	0,9200	0,9400	0,9600
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	1,6000	1,6000	1,6000	1,6000	1,6000
	r_{ar}	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400
Parede	$A_{\text{contato da água}}$	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997
	$A_{\text{contato do óleo}}$	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003
	$A_{\text{contato da ar}}$	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Saída	Pr <i>essão</i> _{estática} (kPa)	101,325				

Tabela 3.7 – Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K) e diferentes frações volumétricas dos fluidos.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso 18	Caso 19	Caso 20
Entrada de Água	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,6200	0,5300	0,5700
	$r_{\text{água}}$	0,9800	0,9390	0,9000
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	1,3000	0,5500	0,3000
	$r_{\text{óleo}}$	0,0190	0,0600	0,0999
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	1,5000	0,5700	0,6000
	r_{ar}	0,0010	0,0010	0,0001
Entrada de Óleo	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,3000	0,5700	0,6300
	$r_{\text{água}}$	0,2800	0,2100	0,1500
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,3200	0,8000	1,2000
	$r_{\text{óleo}}$	0,7100	0,7830	0,8440
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,4000	0,8200	1,6000
	r_{ar}	0,0070	0,0070	0,0060
Parede	$A_{\text{contato da água}}$	0,9999	0,9998	0,9997
	$A_{\text{contato do óleo}}$	0,0001	0,0002	0,0003
	$A_{\text{contato da ar}}$	0,0000	0,0000	0,00000
Saída	Pr <i>essão</i> _{estática} (kPa)	101,325		

3.3.2 Efeito da rugosidade da parede do duto na queda de pressão (sistema isotérmico)

Com o objetivo de avaliar a influência da rugosidade da superfície interna do duto sobre a queda de pressão durante o escoamento trifásico, foram realizados dois conjuntos de simulações. No primeiro, constituído por doze simulações, foram utilizadas as condições iniciais e de contorno especificadas para o caso 1 (Tabela 3.2), alterando-se, apenas, as rugosidades do duto. Para o segundo, constituído por dezesseis simulações, foram especificadas as condições iniciais e de contorno do caso 4 (Tabela 3.2), alterando-se, também, apenas as rugosidades do duto. Nestes dois conjuntos de simulações, as rugosidades do duto variaram de 0,001 a 1,5 mm.

Posteriormente, para avaliar se a modelagem multifásica utilizada nas simulações do escoamento trifásico foi capaz de captar adequadamente o efeito da rugosidade do duto sobre a queda de pressão, foi realizado um terceiro conjunto de simulações, constituído por doze simulações. Para isso, foram utilizadas as condições de fronteira especificadas no caso 5 (monofásico água - Tabela 3.3). Neste terceiro conjunto de simulações, as rugosidades do duto também variaram de 0,001 a 1,5 mm.

Salienta-se que as vazões mássicas das simulações referentes ao escoamento monofásico água (caso 5) foram mantidas iguais as do conjunto de simulações do trifásico (caso 4), que é de 0,49 kg/s. Para o primeiro conjunto de simulações, as vazões mássicas foram mantidas iguais a 0,24 kg/s (caso 1).

3.3.3 Efeito da temperatura na queda de pressão (sistema isotérmico)

Visando observar se o modelo implementado conseguia captar a variação da viscosidade do óleo pesado com a temperatura, foram realizadas novas simulações dos casos 18, 19 e 20, com as mesmas condições especificadas na Tabela 3.7, porém, elevando-se a temperatura do sistema para 333 K.

Nestes casos, ao invés de se especificar, nas propriedades dos fluidos, um valor constante para a viscosidade do óleo, foi utilizada a equação apresentada por Trevisan (2003), que representa a correlação inversa entre a viscosidade do óleo e a temperatura (°C). Para sua utilização, no entanto, foi necessário fazer ajustes nos coeficientes, considerando a faixa de temperatura de operação do sistema entre 283 e 333K. A correlação de ajuste da viscosidade com a temperatura é expressa pela equação 3.15.

$$\mu_{\text{oleo}} = A + B \cdot \exp(C \cdot T_{\text{abs}}) \quad (3.15)$$

onde A, B e C são os coeficientes da equação e T_{abs} , a temperatura absoluta (K).

Os valores dos coeficientes da equação são: $A = 1,0 \times 10^{-7}$ Pa.s, $B = 9,002388 \times 10^{-2}$ Pa.s e $C = -1,6999 \times 10^{-2}$ K⁻¹.

3.3.4 Efeito da transferência de calor na termohidrodinâmica do escoamento (sistema não-isotérmico)

As simulações utilizando-se o sistema não-isotérmico foram realizadas considerando-se as mesmas hipóteses e condições de fronteira utilizados no sistema isotérmico, exceto o item a3. Neste caso, devido ao fato do sistema ser não-isotérmico, o que resultou na consideração da equação de energia no conjunto das equações governantes, foi formulada a hipótese de que tanto a transferência de calor induzida pela transferência de massa interfacial quanto a fonte de calor externa são desprezíveis.

Ante as hipóteses formuladas, será acrescentada, às equações governantes citadas no subitem 3.2.1.1 (Considerações sobre o modelo e condições de contorno), a forma simplificada da equação da energia.

➤ Conservação de energia:

- Para a fase contínua - água (α):

$$\nabla \cdot [r_{\alpha}(\rho_{\alpha} \bar{U}_{\alpha} h_{\alpha} - \lambda_{\alpha} \nabla T_{\alpha})] = Q_{\alpha} \quad (3.16)$$

- Para a fase contínua - óleo (γ):

$$\nabla \cdot [r_{\gamma}(\rho_{\gamma} \bar{U}_{\gamma} h_{\gamma} - \lambda_{\gamma} \nabla T_{\gamma})] = Q_{\gamma} \quad (3.17)$$

- Para a fase dispersa - ar (β):

$$\nabla \cdot [r_{\beta}(\rho_{\beta} \bar{U}_{\beta} h_{\beta} - \lambda_{\beta} \nabla T_{\beta})] = Q_{\beta} \quad (3.18)$$

O estudo do escoamento trifásico no duto, considerando o sistema não-isotérmico (caso 21), foi realizado por meio da simulação do Caso 2 (Tabela 3.2), porém, sendo

considerada a equação 3.15, que representa a correlação inversa entre a viscosidade do óleo e a temperatura (°C).

As condições de fronteira que foram especificadas para todas as variáveis em análise, para o caso estudado, considerando o escoamento trifásico estão contidas na Tabela 3.8.

Tabela 3.8 – Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema não-isotérmico (caso 21).

Parâmetros de fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso 21
Entrada de Água	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,4500
	$r_{\text{água}}$	0,8000
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0.4800
	$r_{\text{óleo}}$	0.1900
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,5200
	r_{ar}	0,0100
	$Temperatura_{\text{estática}} (K)$	298
Entrada de Óleo	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,7100
	$r_{\text{água}}$	0,0250
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,8900
	$r_{\text{óleo}}$	0,9700
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,9400
	r_{ar}	0,0050
	$Temperatura_{\text{estática}} (K)$	333
Parede	$A_{\text{contato da água}}$	0,9997
	$A_{\text{contato do óleo}}$	0,0003
	$A_{\text{contato da ar}}$	0,0000
	$Temperatura_{\text{estática}} (K)$	283
Saída	$Pressão_{\text{estática}} (kPa)$	101,325

Na Tabela 3.9 são apresentadas as propriedades termofísicas dos fluidos para os casos simulados na temperatura de 298 K. Para os casos 18, 19 e 20, simulados a temperatura de 333 K (subitem 3.3.3), e para o caso 21 (subitem 3.3.4), foram utilizadas as mesmas propriedades termofísicas dos fluidos, com exceção da viscosidade dinâmica do óleo pesado, que foi calculada pelo CFX por meio da equação 3.15 nele implementada.

Tabela 3.9 – Propriedades termofísicas dos fluidos.

Propriedade	Fase contínua (água)	Fase dispersa (óleo)	Fase dispersa (ar)
Densidade (ρ : kg/m ³)	997*	971*	1,18
Viscosidade dinâmica (μ : Pa s)	$8,899 \times 10^{-4}$ *	5*	$1,831 \times 10^{-5}$
Diâmetro (d_b : m)	-	-	0,000010**
Calor específico a pressão constante (C_p : J/kg.K)	$4,182 \times 10^3$	$1,8 \times 10^3$	$1,0 \times 10^3$
Condutividade térmica (λ : W/m.K)	0,6069	0,147	$2,61 \times 10^{-2}$
Tensão superficial das interfaces (σ : N/m)			
	(água -ar)	(água -óleo)	(ar -óleo)
	0,07257	0,045	0,026

* Em conformidade com os dados experimentais apresentados por Trevisan (2003).

** Inicialmente estimado pela equação do diâmetro crítico de bolha, apresentada por Brodkey (1967), que representa o limite a partir do qual as bolhas deixam de se comportar como esferas rígidas.

3.4 Simulação numérica

3.4.1 O software Ansys CFX

As simulações do comportamento fluidodinâmico do escoamento no duto foram realizadas no Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos (LCTF), da Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica, e no Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI) da Unidade Acadêmica de Engenharia Química, ambos da Universidade Federal de Campina Grande - PB. Estas simulações foram realizadas com o auxílio do software comercial CFX versão 11.0.

Este pacote emprega o método de volumes finitos no cálculo do domínio para discretizar as equações diferenciais, através dos balanços de conservação da propriedade envolvida (massa, quantidade de movimento, entalpia, etc.) no volume elementar, utilizando malhas estruturadas, geradas em softwares de geração de malha; porém, com flexibilidade de adaptação a geometrias complexas através do uso de coordenadas curvilíneas generalizadas e a possibilidade de resolução com a metodologia de multidomínios. Além de possuir um vasto número de modelos para diferentes aplicações que vão desde modelos para escoamentos laminares e turbulentos, bem como modelos para escoamentos porosos, multifásicos, dentre outros.

Outra característica importante é que este pacote comercial permite a inclusão de novos modelos ou modificações nos já implementados, sejam estes para as considerações de fenômenos físicos ou modificação de esquemas numéricos, através de rotinas em linguagem FORTRAN. O software Ansys CFX 11.0 é composto de quatro módulos principais.

O CFX-Pre pode importar malhas produzidas de vários softwares de geração de malha. Neste módulo são especificadas a física do problema, as condições de fronteira, os parâmetros de valor inicial, métodos numéricos de resolução, entre outros. O CFX-Solver, por sua vez, resolve todas as variáveis da simulação do problema gerado no CFX-Pre. Já o CFX-Post é um módulo responsável pela visualização e avaliação dos resultados por meio de iso-linhas, iso-superfícies, espaços vetoriais, etc.

O programa de resolução (SOLVER) recebe três tipos de arquivos, um contendo as informações geométricas do modelo, um arquivo com os comandos que definem o modelo a ser utilizado, condições de contorno, fenômenos a serem considerados, e se forem utilizadas rotinas de usuário, um arquivo contendo as rotinas em linguagem FORTRAN.

O arquivo de comandos permite passar ao programa todas as informações, inclusive as geométricas quando se trata de geometrias simples. Assim, a partir desse arquivo é possível estabelecer todas as condições e modelos a serem utilizados no pacote.

3.4.2 A malha numérica

Uma boa solução numérica para o escoamento depende de uma malha numérica de boa qualidade, isto é, que seja refinada em regiões nas quais os gradientes das variáveis dependentes são elevados. Ao contrário do que possa parecer, o problema da geração de malha não é trivial, principalmente em regiões tridimensionais. A obtenção de uma malha adequada pode se tornar, então, um problema mais complexo do que calcular o escoamento do fluido.

Devido a simplicidade, malhas cartesianas são largamente utilizadas. No entanto, sua aplicação é bastante limitada quando se trata de solução de problemas de geometrias complexas. Nestes casos, deve-se empregar uma discretização coincidente com as fronteiras, utilizando-se, por exemplo, um sistema de coordenadas generalizadas.

Para a criação do domínio e geração da malha do tubo de seção transversal circular, objeto de estudo desta pesquisa, foi utilizado o *software* Ansys Icem CFD 11.0. Este programa proporciona o desenvolvimento de geometrias e geração de malhas avançadas,

satisfazendo as exigências para a geração de malhas integradas, assim como uma análise sofisticada desta, através de ferramentas de pós-processamento.

Após geração da malha, foram realizados refinamentos a fim de eliminar a dependência dos resultados com a malha. Com base nos resultados do estudo de dependência de malha, foi selecionada a malha constituída por 72.000 elementos hexaédricos. O detalhamento da geração da malha pode ser obtido no APÊNDICE C.

3.4.3 Procedimentos para solução numérica

A Tabela 3.10 sumariza os métodos numéricos e critérios de convergência usados na pesquisa.

Tabela 3.10 - Métodos numéricos e os critérios de convergência adotados para o escoamento trifásico isotérmico e não-isotérmico.

Esquema de advecção	Alta resolução
Controle de convergência	Controle de escala de tempo: <i>Auto timescale</i>
	Opção de escala de comprimento: Conservativa
	Tipo de resíduo: RMS
Critério de convergência	Valor máximo para o resíduo: 10^{-10}
Esquema de interpolação	Pressão: Trilinear
	Velocidade: Trilinear
	Função de forma geométrica

A opção *Auto timescale*, presente na Tabela 3.10, utilizada para controlar a escala de tempo no ANSYS CFX-Solver, calcula internamente o tamanho físico do passo de tempo necessário para obter a convergência do problema numérico. Este cálculo é baseado nas condições de fronteira e inicial especificadas e na geometria do domínio. Para assegurar a convergência foi ativada a opção de escala de comprimento na forma conservativa, que segundo o manual do CFX 10.0 (2005), fixa o valor do passo de tempo especificado pelo *Auto timescale* na forma conservativa.

O resíduo médio quadrático (RMS - *Root Mean Square*) é utilizado pelo solver para tornar a escala residual significativa. Para isto, o solver normaliza o resíduo utilizando escala logarítmica (base 10). O cálculo do residual normalizado $\overline{r_\phi}$ representa o desequilíbrio

(*imbalance*) no sistema linearizado da equação discretizada. Para cada solução da variável ϕ , o residual normalizado é determinado pela equação 3.19.

$$[\bar{r}_\phi] = \frac{r_\phi}{a_p \cdot \Delta\phi} \quad (3.19)$$

onde r_ϕ representa o desequilíbrio natural do volume de controle (*raw control volume imbalance*), ou o resíduo bruto do desbalanceamento do volume de controle, a_p é o coeficiente do volume de controle e $\Delta\phi$ representa a variação da variável no domínio. Ressalta-se que o resíduo normalizado é independente do passo de tempo escolhido e da condição inicial. Em fluxos multifásicos, considera-se a fração volumétrica no cálculo do resíduo para impedir que grandes resíduos, em locais onde a fração volumétrica é desprezível, exerçam grande influência.

A função de forma “*shape functions*” (equação 3.20) é utilizada para calcular a variação das soluções ou dos gradientes das soluções dos termos difusivos e de gradiente de pressão entre os nós da malha, já que seus campos de solução são estocados em cada nó da malha.

$$\phi = \sum_{i=1}^{N_{nó}} N_i \phi_i \quad (3.20)$$

onde N_i é a função forma para o nó i e ϕ_i é o valor de ϕ para o nó i .

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados apresentados nesta seção referem-se às simulações executadas no software Ansys CFX 11.0, relativas a geometria descrita no capítulo anterior, a qual representa o problema físico estudado no espaço computacional.

4.1 Considerações iniciais

É importante destacar que, inicialmente, conforme explanação feita no Apêndice A, os resultados das simulações dos casos 1, 2, 3 e 4, realizadas sem considerar misturas de água-óleo-pesado-ar, nas regiões de entrada de água (espaço anular) e de óleo (núcleo de óleo), foram bastante discrepantes quando comparados com os obtidos por Trevisan (2003). Pois além do "core-flow" se desfazer ao longo do duto (Figura A1), os erros médios relativos, referentes as quedas de pressão, foram bastante elevados: 98,75% (caso 1), 95,33% (caso 2), 92,42% (caso 3) e 96,37% (caso 4). Nestas simulações, foi utilizado o modelo de contato de parede *volumetric fraction*, descrito no tópico a14 do subitem 3.2.1.1 (Considerações sobre o modelo e condições de contorno).

Ao se considerar misturas com composições variáveis dos fluidos água-óleo-pesado-ar nas duas regiões de entrada, utilizando-se, também, o modelo de contato de parede *volumetric fraction*, o padrão de escoamento "core-flow" foi mantido ao longo do duto (Figura A2). Porém, as comparações entre os resultados numéricos e os experimentais, obtidos por Trevisan (2003), resultaram em erros médios relativos ainda bastante elevados (caso 1: 78,06%, caso 2: 91,60%, caso 3: 49,20% e caso 4: 37,42%), apesar de menores do que os obtidos nas simulações anteriores.

A partir de então, o modelo de contato de parede foi alterado de *volumetric fraction* para *specify area fraction*. Com esta alteração, os resultados numéricos aproximaram-se bastante dos resultados experimentais apresentados por Trevisan (2003). Os resultados obtidos nestas simulações serão discutidos detalhadamente no subitem 4.2.1 (Validação experimental).

4.2 Validação

4.2.1 Validação experimental

Na Tabela 4.1 constam os resultados da queda de pressão obtidos nas simulações dos casos 1, 2, 3 e 4 e os obtidos experimentalmente por Trevisan (2003). Estas simulações tiveram como objetivo validar o modelo matemático adotado para representar o comportamento hidrodinâmico do escoamento trifásico água-óleo pesado-ar no interior do duto horizontal.

Tabela 4.1 – Comparação entre os resultados da queda de pressão (ΔP) obtidos nas simulações (casos 1, 2, 3 e 4) e os obtidos experimentalmente por Trevisan (2003).

Caso	ΔP (Pa)		Erro (%)
	Simulado	Experimental (Trevisan, 2003)	
1	256	243,5	4,9
2	656	637,0	2,9
3	435	443,8	2,0
4	741	794,8	7,3

Observando-se a Tabela 4.1 constata-se que a modelagem adotada para representar o problema físico mostrou-se adequada, já que a comparação entre os dados experimentais de queda de pressão obtidos por Trevisan (2003) e os resultados numéricos obtidos em simulação apresentaram diferenças sempre inferiores a 10%; erro nesta ordem é considerado aceitável em simulação.

A Figura 4.1 ilustra os campos de pressão que se estabeleceram no interior do duto ao longo do escoamento, para os casos 1, 2, 3 e 4. Observando-se esta figura, constata-se que ocorreram quedas de pressão (ΔP) ao longo do duto, onde a pressão máxima encontra-se na entrada do duto (extremidade esquerda do duto) e a mínima na saída (extremidade direita do duto). Tal comportamento era naturalmente esperado, já que para um fluido deslocar-se é necessário que haja gradiente de pressão. Este deslocamento ocorre sempre no sentido decrescente da queda de pressão; nos casos analisados, da esquerda para a direita.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

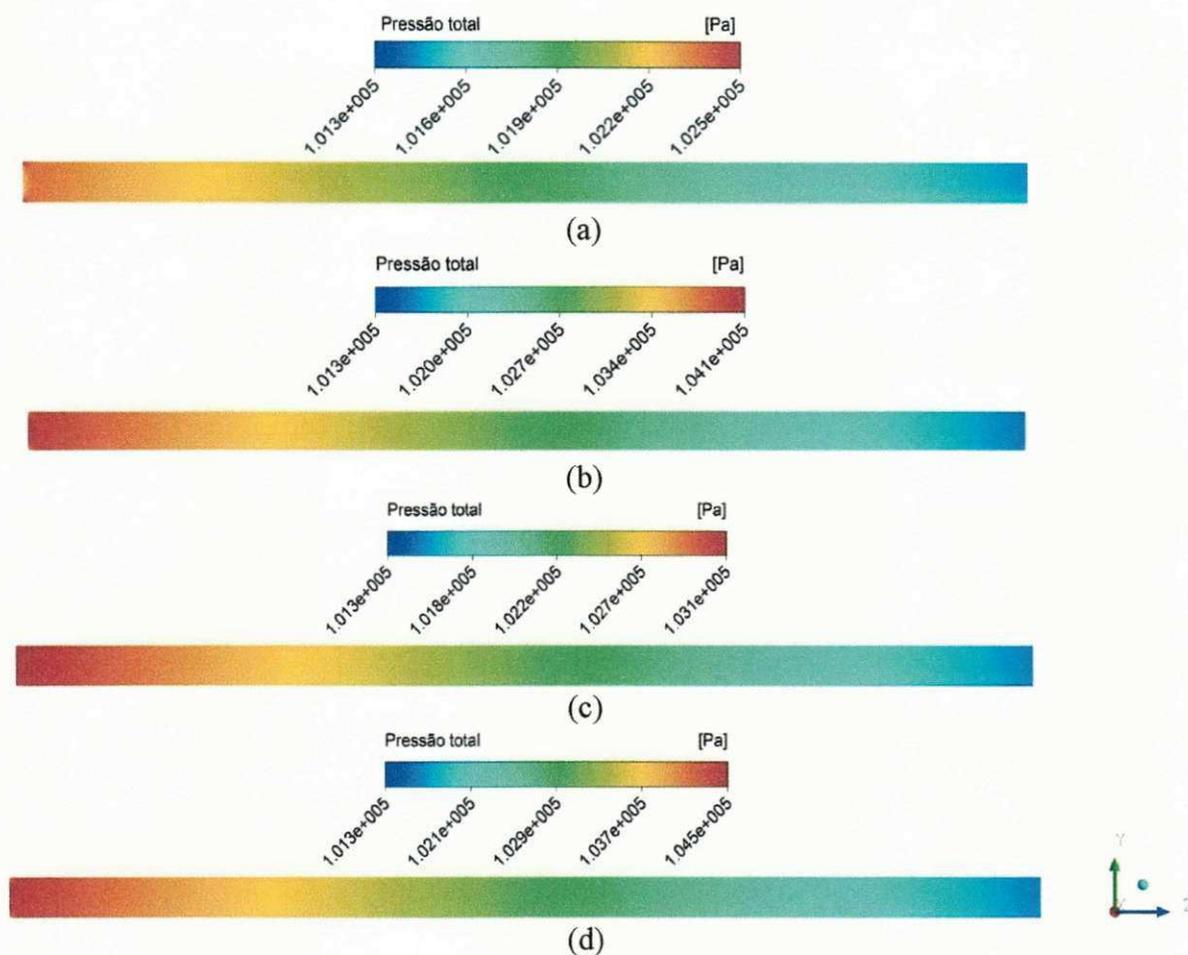


Figura 4.1 – Campo de pressão sobre o plano yz para os casos 1 (a), 2 (b), 3 (c) e 4 (d).

Outro fato a ser observado é que os maiores gradientes de pressão, na direção axial ($\partial p / \partial z$), denominado Gz , estão localizados na região de entrada do duto (Figura 4.2). Este comportamento é atribuído ao desequilíbrio existente entre as forças de pressão, as viscosas e as de inércia, nesta região, causado pelas diferenças nas áreas de seção transversal para a injeção dos fluidos (Item 3.1.3 - Figura 3.2 c), principalmente a injeção de água no espaço anular, responsável pela lubrificação do núcleo de óleo ao longo do escoamento.

À medida que os fluidos se deslocam, os gradientes de pressão vão diminuindo e tendem a estabilizar a partir da posição axial (z) igual a 0,2 m, já que o escoamento vai atingindo o desenvolvimento hidrodinâmico e, em consequência, os efeitos de borda vão diminuindo.

É importante ressaltar que no escoamento monofásico plenamente desenvolvido, em regime permanente e num tubo horizontal com diâmetro constante, os efeitos viscosos oferecem

RESULTADOS E DISCUSSÃO

a força de resistência que equilibra a força de pressão, sendo $\partial p / \partial z = -\Delta p / l$, de modo a manter o fluxo no duto com velocidade independente da posição axial, dependendo apenas da posição radial.

Este fato é corroborado pelos resultados obtidos, conforme mostra a Figura 4.2. Verifica-se que a partir de $z = 0,2$ m, o gradiente de pressão é aproximadamente constante ao longo do duto. Este fato é importante pois permite estimar a queda de pressão do escoamento para dutos de comprimentos maiores que 3 metros, desde que o padrão de escoamento “core-flow” possa ser mantido.

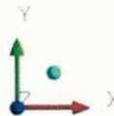
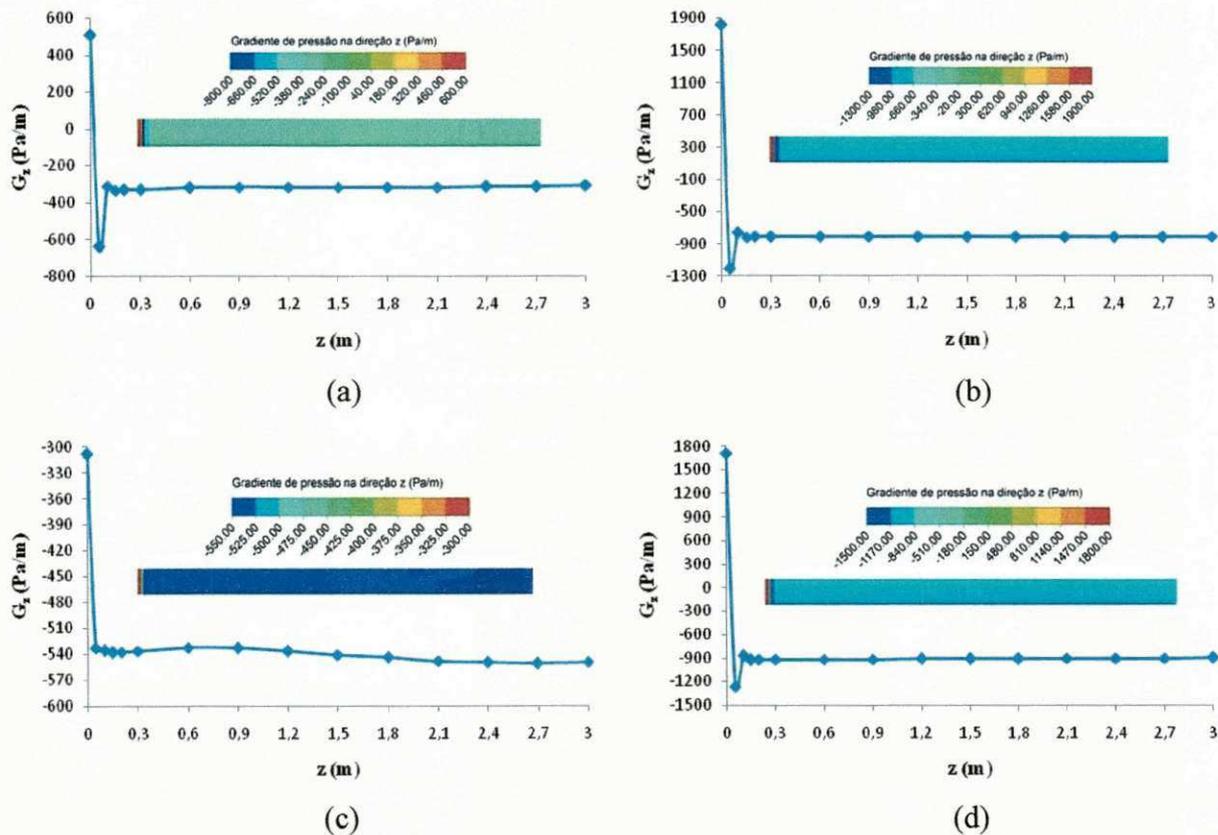


Figura 4.2 – Gradiente de pressão sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para os casos 1 (a), 2 (b), 3 (c) e 4 (d).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

As Figuras 4.3 a 4.6 ilustram as distribuições das frações volumétricas do óleo pesado, da água e do ar ao longo do duto. Observando-se as figuras 4.3, 4.5 e 4.6, constata-se a formação do padrão anular ou "*core-flow*" ao longo do comprimento do duto, com uma concentração maior de óleo e ar na região central do duto e um anel de água em contato com a parede, com uma maior concentração desta próxima a parede inferior do duto.

O anel de óleo que flui pelo centro do duto junto com o ar (Figuras 4.3a e 4.3c, 4.5a e 4.5c, 4.6a e 4.6c), não o faz de forma simétrica, tendendo a deslocar-se para a parte superior do duto. No entanto, a fina lâmina de água lá presente (Figuras 4.3 b, 4.5 b e 4.6b) evita que o óleo, embora apresentando uma pequena parcela em mistura com a água, tenha maior contato com a parede do duto, o que aumentaria a queda de pressão.

No caso 2, ilustrado na Figura 4.4, o ar flui, em maior concentração, na região próxima a parede do duto, enquanto que nos casos 1, 3 e 4 este escoia pela tubulação junto ou preso ao núcleo de óleo. Este comportamento é decorrente das condições de fronteira do problema, uma vez que, neste caso, a fração volumétrica do ar, na região central do duto, é quatro vezes menor que no caso 1 e oito vezes menor que nos casos 3 e 4, enquanto que na região adjacente a parede do duto é vinte e cinco vezes maior.

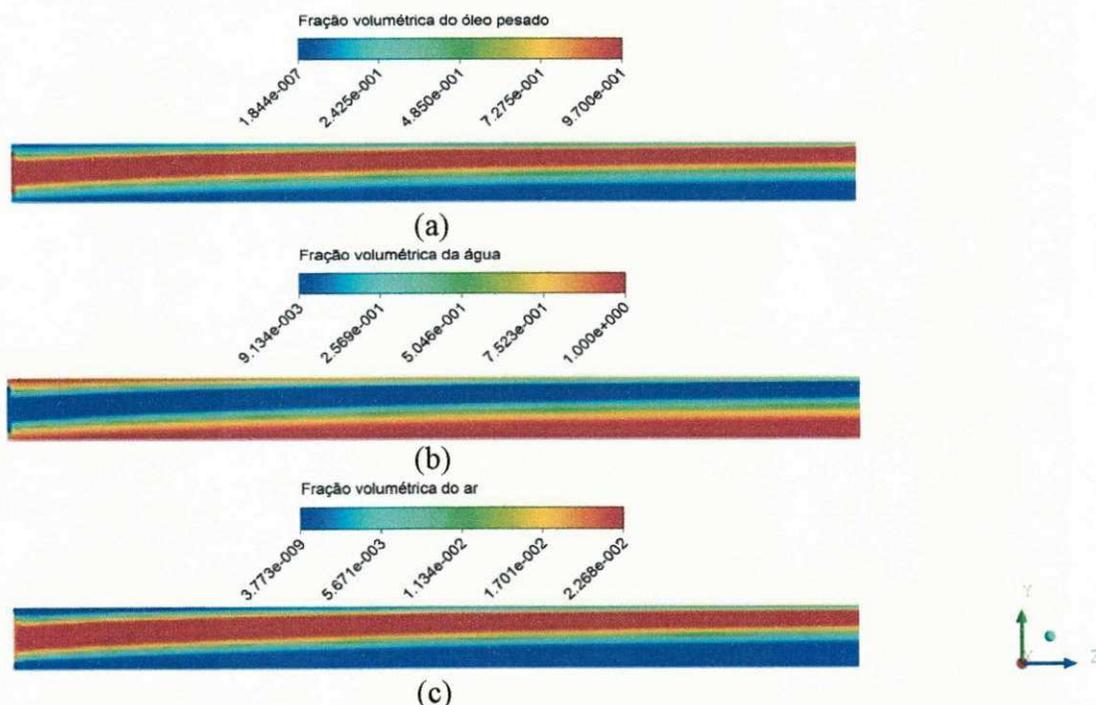


Figura 4.3 - Campo de fração volumétrica sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, para o caso 1, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.

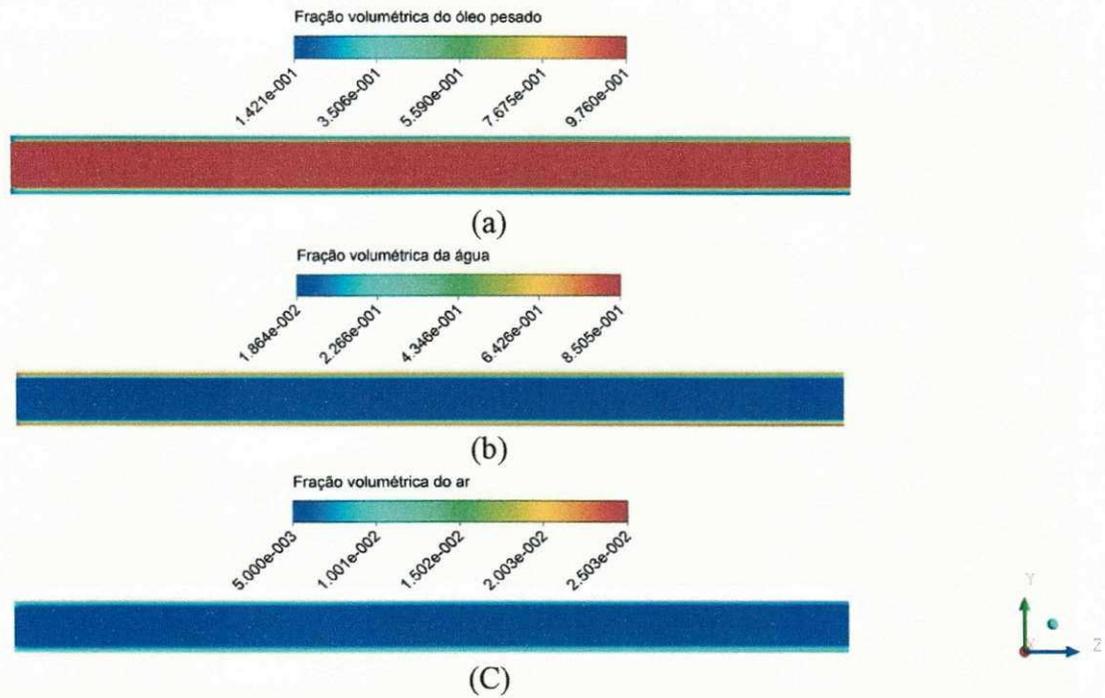


Figura 4.4 - Campo de fração volumétrica sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, para o caso 2, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.

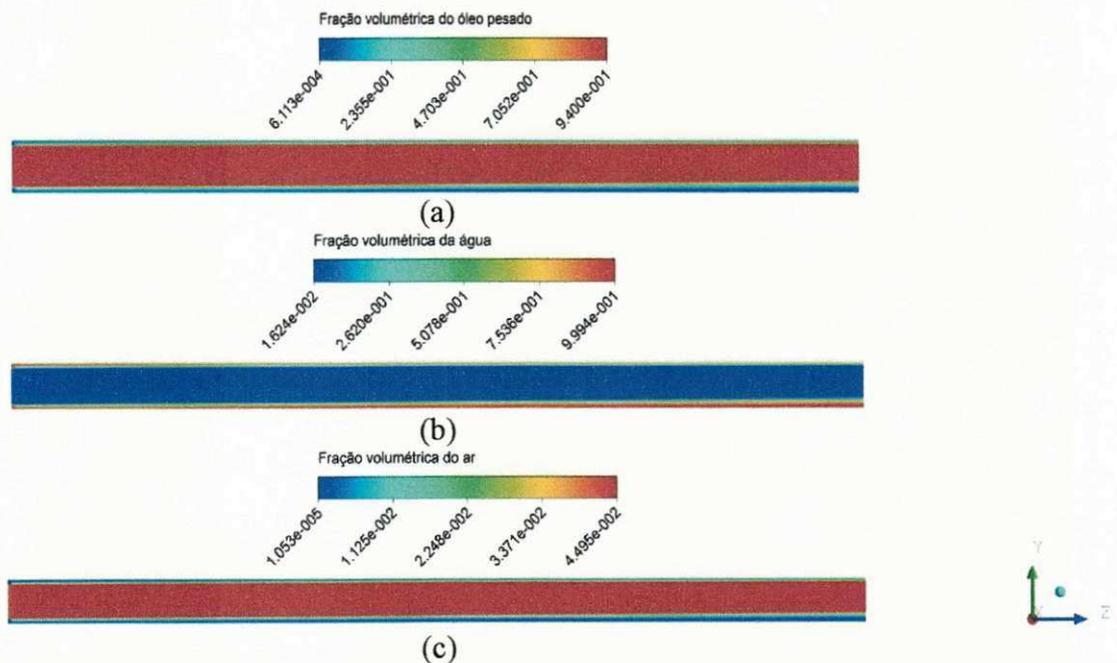


Figura 4.5 - Campo de fração volumétrica sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, para o caso 3, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.

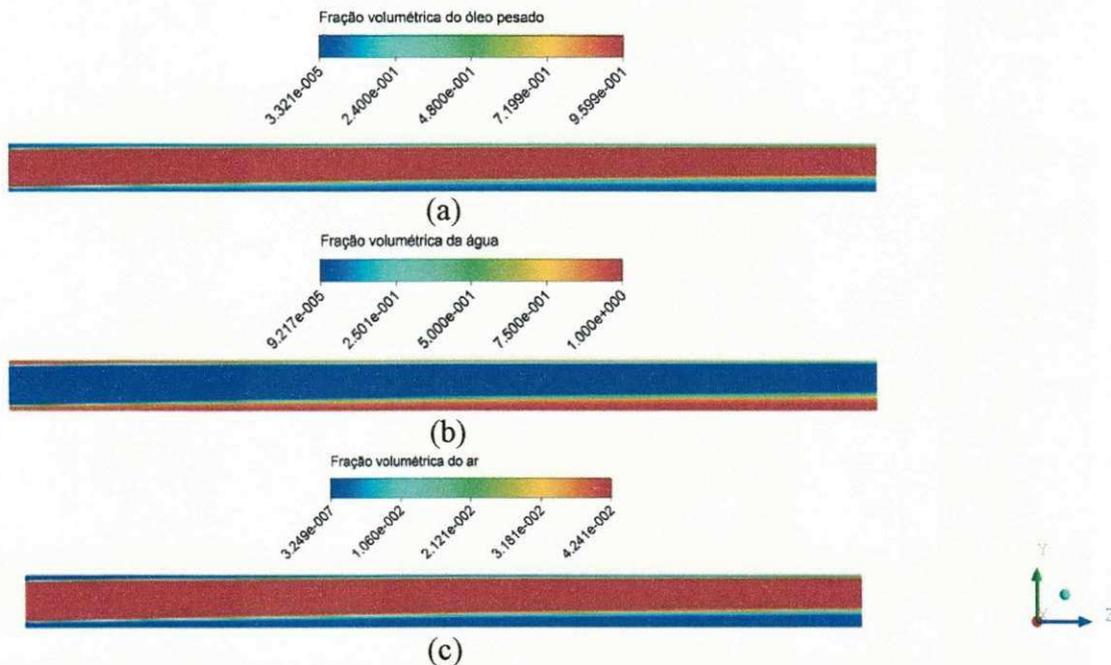


Figura 4.6 - Campo de fração volumétrica sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, para o caso 4, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.

É importante salientar que alguns estudos publicados tratam de uma estrutura interfacial ondulada observada no padrão de escoamento “*Core Annular Flow*”. Contudo, na literatura, as propriedades geométricas de tais ondas são bastante escassas. Bai *et al.* (1992) fizeram várias observações experimentais mostrando que ondas são formadas na interface água e óleo conduzindo a um comportamento ondulado “*Wave Core Annular Flow*” (WCAF). Estas ondulações do núcleo de óleo, também foram relatadas por Ooms *et al.*(1984), Oliemans *et al.* (1987), Bai (1995), Joseph *et al.* (1997), Bai e Joseph (2000), Vara (2001), Ko *et al.* (2002), Ooms e Poesio (2003), Bensakria *et al.* (2004), Ooms *et al.* (2007), entre outros.

Apesar dessas ondulações, ou movimentações radiais, não serem facilmente visualizadas nos casos analisados nesta pesquisa, sua presença pode ser sugerida pela variação do gradiente de pressão, exercido pela parede do duto, na direção y (G_y), obtido numericamente, ao longo do comprimento do duto, conforme ilustrado na Figura 4.7 (a). A variação deste gradiente de pressão está associada a variação da intensidade da força, na direção vertical, sobre o núcleo de óleo, para contrabalançar o empuxo sofrido por esse. Ainda por meio desta figura, observa-se que a variação de G_y ocorre de forma ondulada, indicando, portanto, a presença dessas ondas na interface núcleo de óleo-espaco anular. Verifica-se, ainda, o crescimento desta variável ao longo

RESULTADOS E DISCUSSÃO

de z , indicando o movimento ascendente do núcleo de óleo em direção a parede. Ao se obter o gradiente de pressão médio (\overline{G}_y), sobre o plano xy , em diferentes posições axiais (z), Figura 4.7 (b), observa-se que sua variação também ocorre de forma ondulada. Comportamento semelhante foi observado nos demais casos (1, 2 e 3).

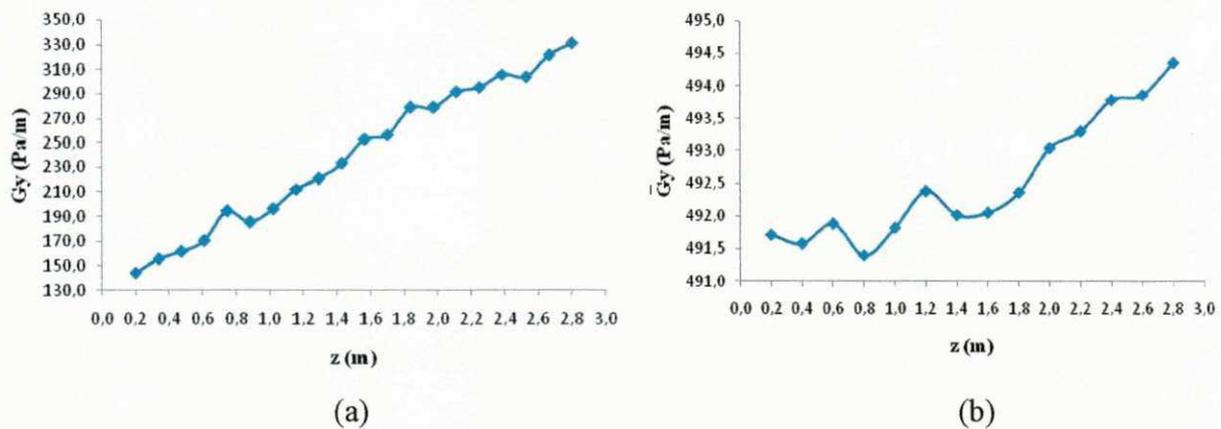


Figura 4.7 - Gradiente de pressão em diferentes posições axiais (z), para o caso 4: (a) na região adjacente a parede ($y = 0,0141$ m) e (b) sobre o plano xy .

As Figuras 4.8 a 4.11 mostram as distribuições das frações volumétricas do óleo pesado, da água e do ar na seção transversal do duto, para diferentes posições axiais (z), para os casos 1, 2, 3 e 4, respectivamente.

A análise destas figuras mostra que à medida que a mistura trifásica flui através do duto, a espessura do anel de água em contato com a parede superior do duto diminui, enquanto que a concentração de óleo e ar que flui na área central do duto tende a deslocar-se em direção a parede superior, sem, no entanto, entrar em contato com ela, uma vez que lá continua existindo a camada de água, embora com uma espessura menor, mantendo a lubrificação parietal do sistema. Estas figuras mostram, no entanto, a pequena mistura formada junto a parede superior do duto e que esta tende a aumentar a medida que o fluido se desloca no interior do duto. Na Figura 4.9 tem-se em detalhes o escoamento do ar pela superfície do duto, conforme já comentado.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

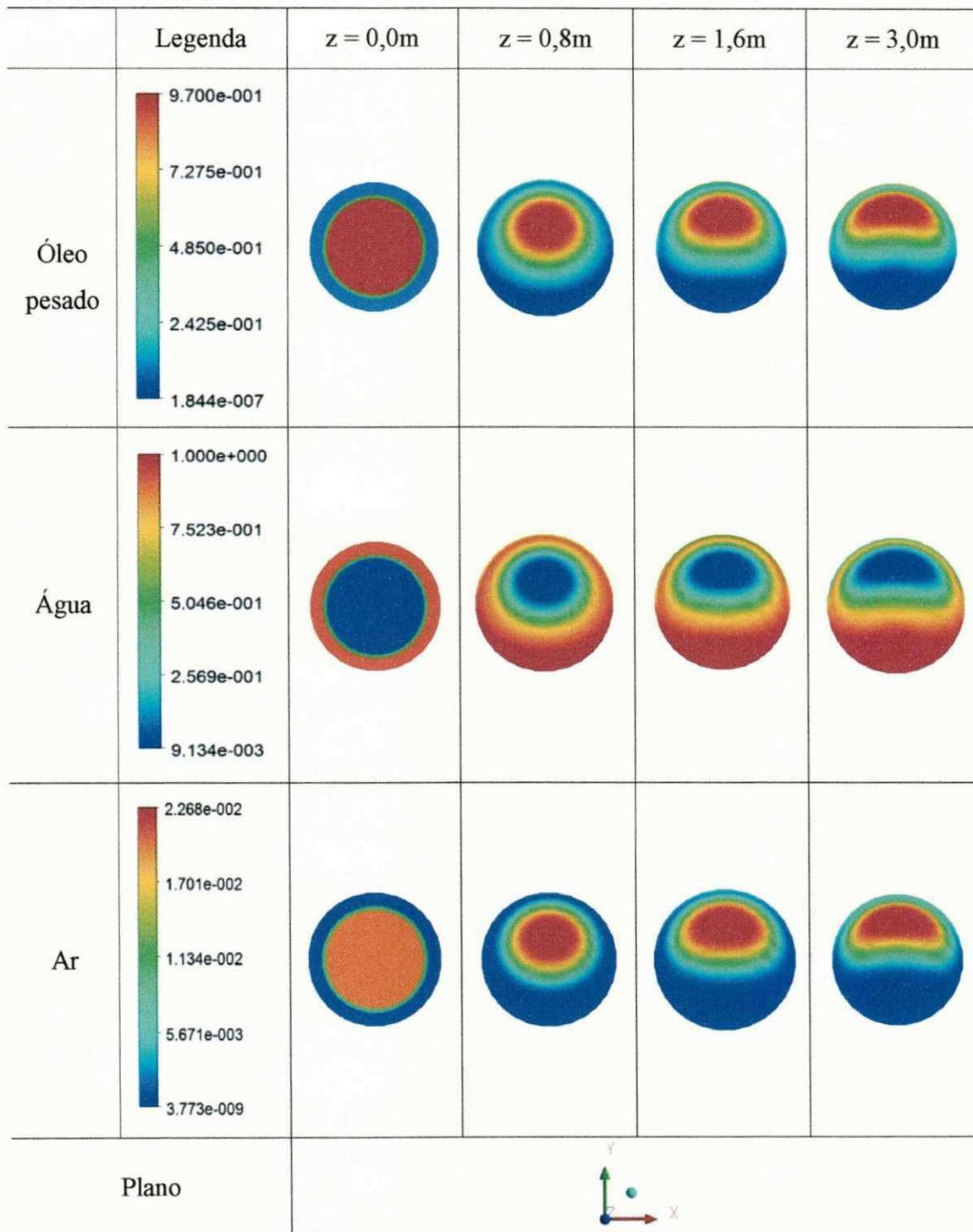


Figura 4.8 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 1.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

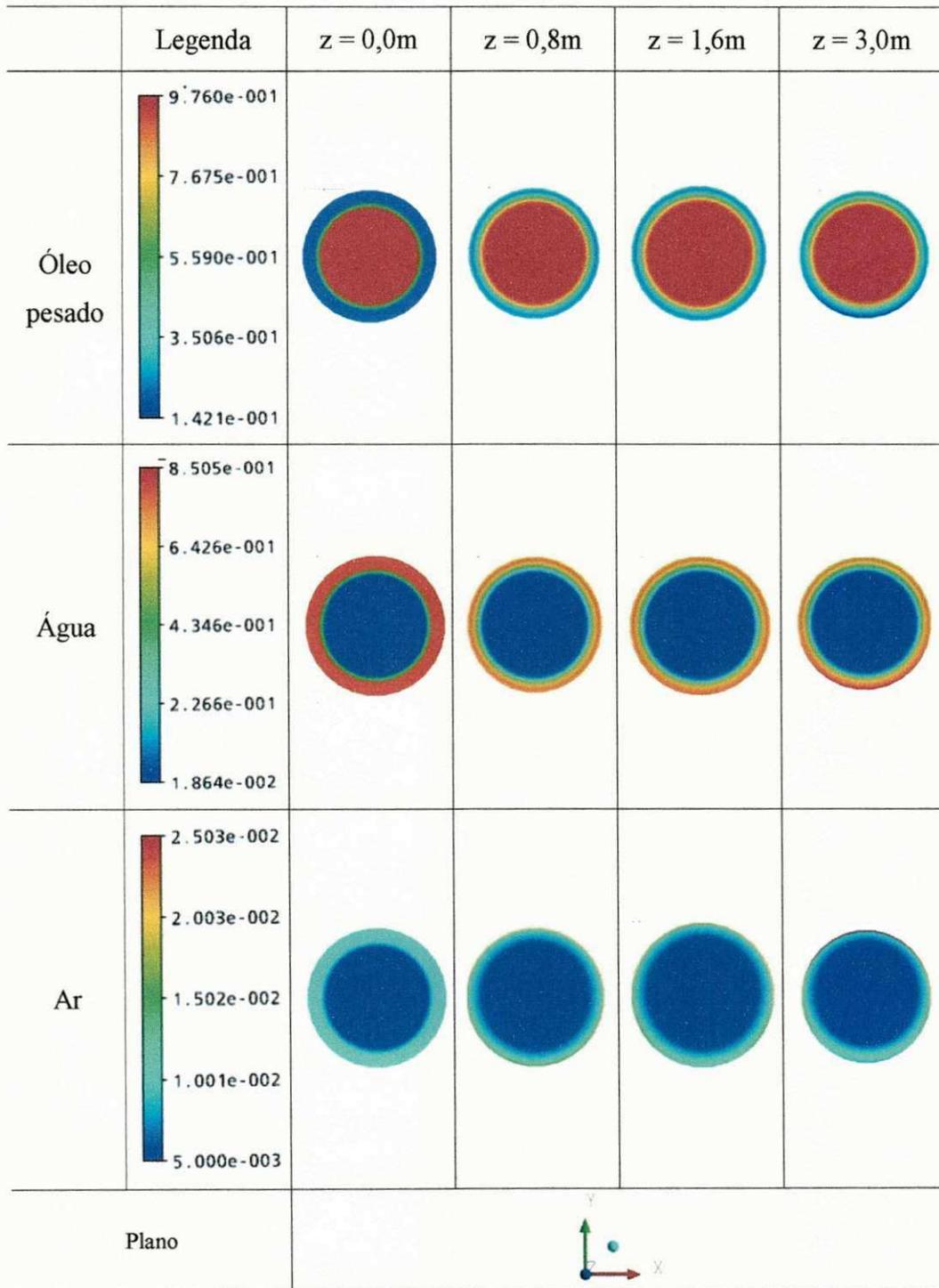


Figura 4.9- Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 2.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

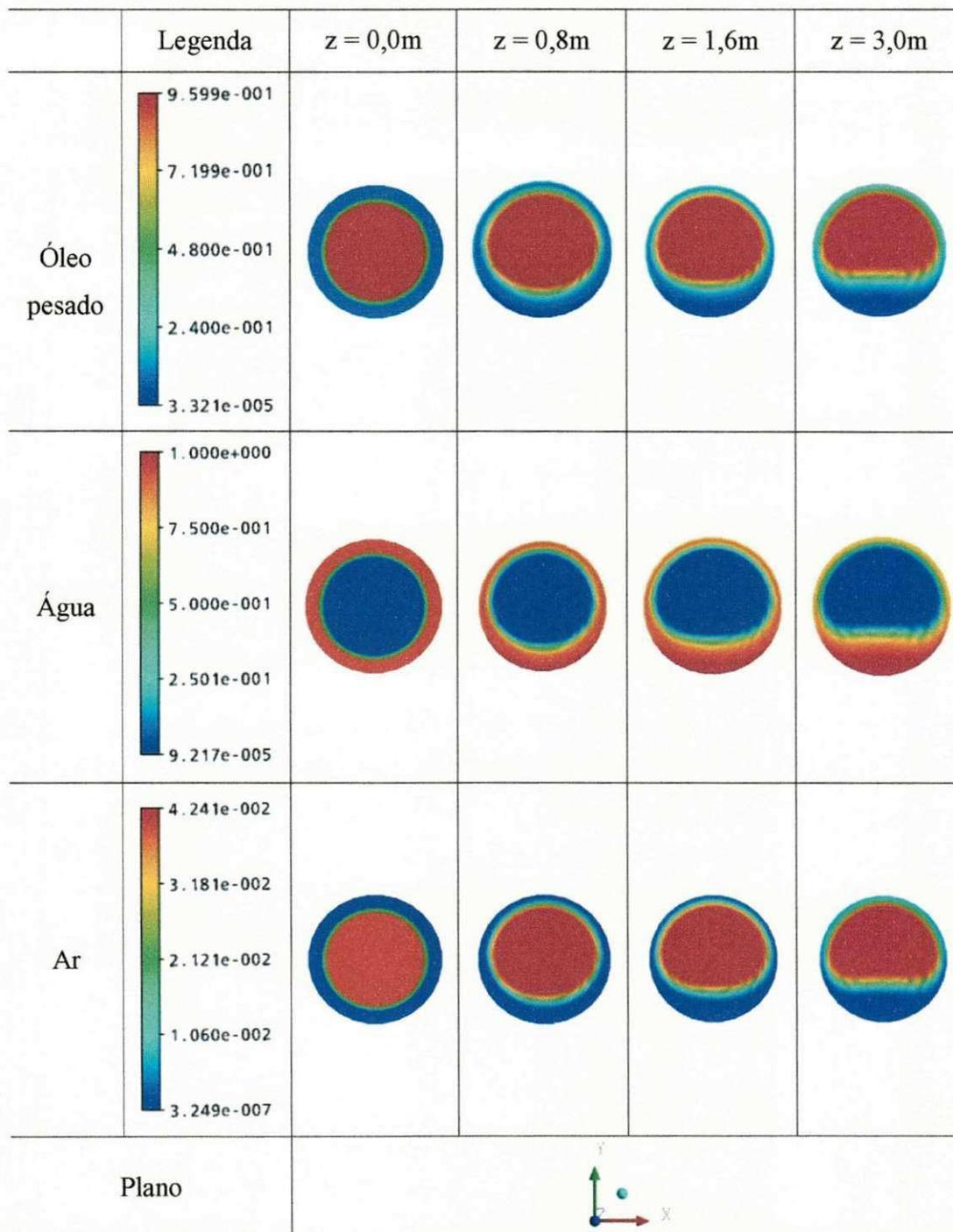


Figura 4.10 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 3.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

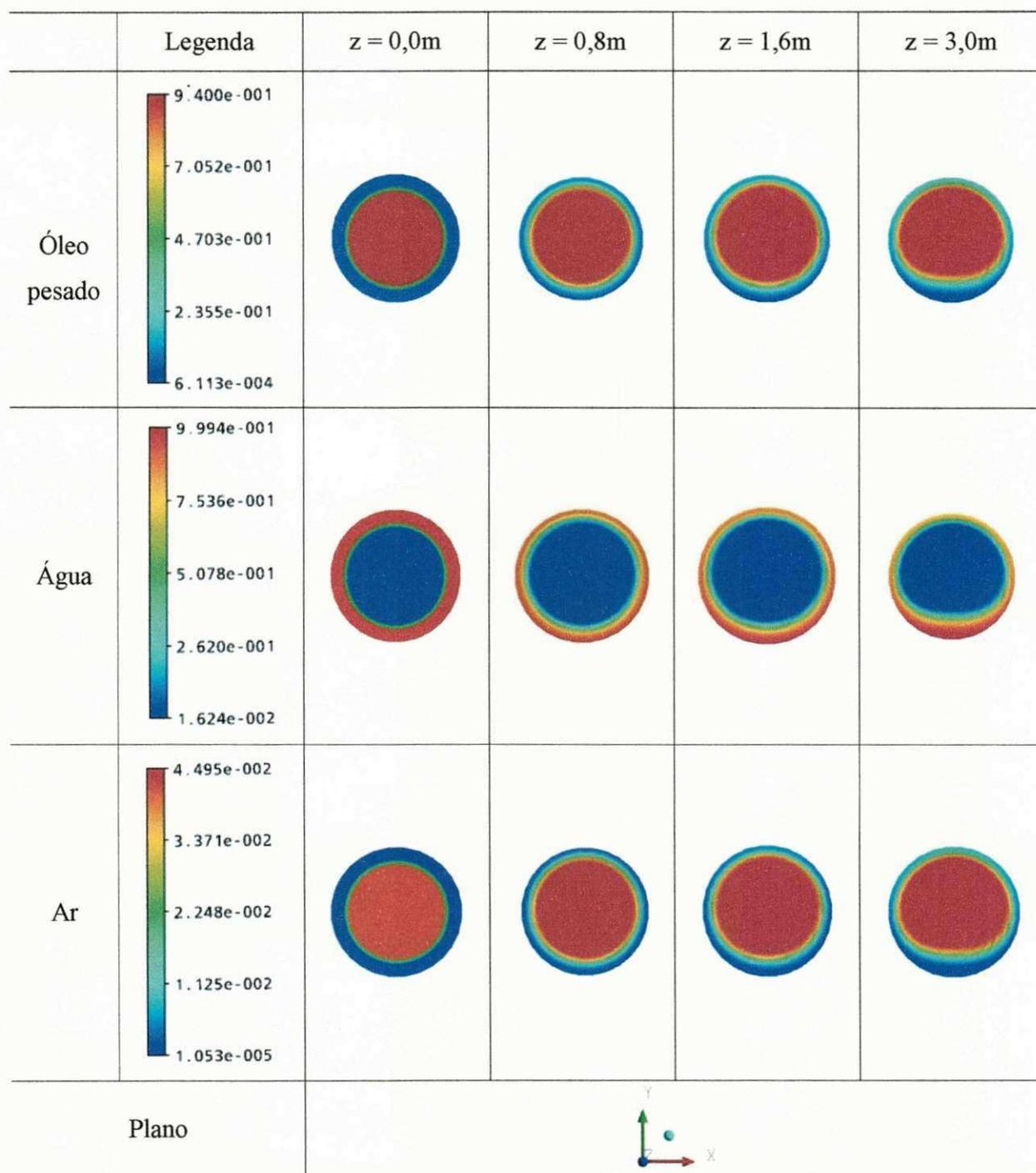


Figura 4.11 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 4.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Outro aspecto a ser observado é que o comportamento excêntrico do núcleo de óleo e ar, ao longo do escoamento, varia de caso para caso, demonstrando ser função das condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, tais como as frações volumétricas dos fluidos.

Ao se analisar, na Tabela 4.2, o comportamento do núcleo de óleo nos casos 2 e 4, na posição axial (z) igual a 2,99 m, verifica-se que existe uma tendência da excentricidade do núcleo de óleo aumentar com o aumento da diferença de densidade entre a mistura água-óleo pesado-ar no núcleo de óleo e a mistura água-óleo pesado-ar no espaço anular ($\Delta \rho_m$). Como consequência, o núcleo de óleo tende a deslocar-se em direção a parte superior do duto, porém, sem entrar em contato com a parede. Este comportamento sugere que há uma força na direção vertical que está contrabalançando a força de empuxo sobre o núcleo de óleo devido a diferença de densidade, conforme comentado anteriormente.

Tabela 4.2 – Propriedades termofísicas dos fluidos e características de escoamento obtidos no núcleo de óleo ($y = 0$ m) e no espaço anular ($y = 0,0134$ m), sobre o plano xy , em $z = 2,99$ m, para os casos* 1, 2, 3 e 4.

Propriedades	Caso 2	Caso 4	Caso 3	Caso 1
$\Delta \rho_m$ (kg/m ³)	15,4	55,09	52,84	4,88
\bar{G}_y (Pa/m)	259	475	409	165
Campo de fração volumétrica do óleo pesado				
$Q_{\text{óleo}}/Q_{\text{água}}$	3,95	2,98	1,9	0,56
$\bar{\tau}_{\text{água}}$ (Pa)	0,95	2,50	4,03	4,48
$\bar{\tau}_{\text{óleo}}$ (Pa)	1,25	1,38	1,68	1,89

* Os casos estão apresentados, nesta tabela, em ordem crescente de excentricidade do núcleo de óleo.

Estes resultados são corroborados pela teoria da presença de movimento ondulatório do núcleo de óleo, com relação a parede da tubulação, proposta pelo modelo de lubrificação

RESULTADOS E DISCUSSÃO

apresentado por Ooms *et al.* (1984). De acordo com este modelo, o movimento ondulatório do núcleo de óleo é o responsável pela lubrificação da superfície interna do duto, já que este movimento, ao gerar um gradiente de pressão na região anular, exerce forças na direção vertical que contrabalançam as forças de empuxo sobre o núcleo, geradas pela diferença de densidade entre os fluidos. Se a amplitude destas ondas for nula, o núcleo alcança a parte superior do duto, ou seja, a parede da tubulação.

De fato, de acordo com os resultados apresentados na Figura 4.7 (a), e Tabela 4.2, constata-se que há um gradiente de pressão na direção y (G_y), exercido pela parede do duto, na região anular, que está contrabalançando a força de empuxo sobre o núcleo de óleo, e que este gradiente de pressão é proporcional ao aumento da diferença de densidade entre os fluidos presentes no núcleo de óleo e no espaço anular ($\Delta \rho_m$).

Com relação aos casos 1 e 3, observa-se que, dentre os casos estudados, estes foram os que apresentaram maiores excentricidades do núcleo de óleo, apesar de se observar que ocorreu uma redução nos valores de $\Delta \rho_m$ e de $\overline{G_y}$, quando comparados com os valores obtidos para os casos 2 e 4.

Contudo, deve-se ressaltar que, embora aparentemente discrepante, o comportamento dos casos 1 e 3 está em concordância com o observado para os casos 2 e 4.

Este comentário pode ser ratificado pela comparação entre as diferenças de densidade global do sistema ($\Delta \rho_{m\ global}$), determinada a partir da diferença entre os valores das densidades das misturas presentes no núcleo de óleo ($y = 0,0$ m) e no espaço anular ($y = 0,0134$ m), $\Delta \rho_m$, nas posições axiais (z) iguais a 0,4 m e 2,99 m (Tabela 4.3). Os resultados desta comparação mostram que, dentre os casos estudados até então, 1 e 3 são os que apresentam maiores $\Delta \rho_{m\ global}$; indicando que essa maior diferença de densidade está contribuindo para a formação de um núcleo de óleo excêntrico desde a região localizada próximo a entrada do duto ($z = 0,8$ m), conforme ilustrado nas Figuras 4.8 e 4.10. A partir dessa região, como o núcleo de óleo se desloca em direção a parede superior do duto, a mistura entre os fluidos do núcleo de óleo e os fluidos do espaço anular aumenta. Em consequência, o valor de $\Delta \rho_m$ diminui (Tabela 4.3) e o escoamento tende ao equilíbrio. Por essa razão, na posição axial (z) igual a 2,99 m, embora as excentricidades dos núcleos de óleo para os casos 1 e 3 sejam bem maiores que nos casos 2 e 4, as diferenças de densidade $\Delta \rho_m$ são menores. Conclui-se, portanto, que a velocidade com que

ocorre o comportamento excêntrico ao longo do escoamento, para os casos 1 e 3, é maior que nos casos 2 e 4.

Outro aspecto importante a ser considerado, é que o comportamento excêntrico do núcleo de óleo está diretamente associado a razão entre a vazão volumétrica de óleo ($Q_{\text{óleo}}$), no núcleo de óleo, e a vazão volumétrica de água ($Q_{\text{água}}$), no espaço anular, já que a vazão volumétrica de ar é bastante reduzida em todos os casos (variação: $0,1 \times 10^{-6}$ a $1,8 \times 10^{-6}$ m³/s). Conforme pode-se observar na Tabela 4.2, quanto menor a razão $Q_{\text{óleo}}/Q_{\text{água}}$, maior é a excentricidade do núcleo de óleo.

Ressalta-se que, ao se comparar os valores de queda de pressão (simulado) dos casos 1, 3 e 4 (Tabela 4.1), com o comportamento do núcleo de óleo quanto à excentricidade, apresentado na Tabela 4.2, verifica-se que a excentricidade não é um fator preponderante na queda de pressão do sistema. Por sua vez, constata-se que a queda de pressão, nestes casos, está fortemente associada a vazão volumétrica do óleo pesado.

Ante o exposto, infere-se que o principal parâmetro responsável pela queda de pressão, nos casos analisados, é o fator de atrito entre os fluidos e a parede do duto, uma vez que a parcela referente a aceleração dos fluidos é desprezada (nº de Mach calculado se mostrou desprezível) e não existe diferença de cota na tubulação (tubulação horizontal), eliminando qualquer gradiente de pressão por coluna hidrostática de fluido. Este fato foi corroborado pelos resultados de tensão de cisalhamento da água ($\bar{\tau}_{\text{água}}$) e do óleo ($\bar{\tau}_{\text{óleo}}$) na parede do duto (Tabela 4.2), já que foi observado que o aumento da tensão de cisalhamento destes fluidos resultou no aumento da queda de pressão do sistema. De fato, este comportamento era esperado, uma vez que a tensão de cisalhamento, em escoamento viscoso incompressível, é linearmente relacionada com a queda de pressão na direção axial.

Outro comentário a ser feito, com relação ao caso 2, é que, ao se observar a Tabela 4.3, verifica-se que os valores de $\Delta \rho_m$ aumentam ao longo da posição axial (z), indicando que, provavelmente, ocorrerá uma excentricidade maior no núcleo de óleo para um comprimento do duto maior que três metros. Para os demais casos, como os valores de $\Delta \rho_m$ diminuem ao longo da posição axial, pressupõe-se que a excentricidade tende ao equilíbrio e que, por essa razão, não haverá variação da excentricidade para comprimentos maiores que 3m.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Tabela 4.3 – Diferença de densidade entre as misturas presentes no núcleo de óleo ($y = 0,0$ m) e no espaço anular ($y = 0,0134$ m), $\Delta \rho_m$, em diferentes posições axiais ($z = 0,4$ m, $0,8$ m, $1,61$ m e $2,99$ m), e diferença de densidade global do sistema, $\Delta \rho_{m\text{global}}$ *, para os casos** 1, 2, 3 e 4.

Diferença de densidade	Z =0,4 m		Z =0,8 m		Z =1,61 m		Z =2,99 m	
	y (m)		y (m)		y (m)		y (m)	
	0,00	0,013	0,00	0,013	0,00	0,013	0,00	0,013
Caso 2								
$\Delta \rho_m$ (kg/m ³)	14,94		15,04		15,21		15,40	
$\Delta \rho_{m\text{global}}$ (kg/m ³)	0,46							
Caso 4								
$\Delta \rho_m$ (kg/m ³)	64,35		63,22		60,34		55,09	
$\Delta \rho_{m\text{global}}$ (kg/m ³)	9,25							
Caso 3								
$\Delta \rho_m$ (kg/m ³)	65,00		63,83		60,22		52,84	
$\Delta \rho_{m\text{global}}$ (kg/m ³)	12,16							
Caso 1								
$\Delta \rho_m$ (kg/m ³)	45,537		41,445		23,225		4,88	
$\Delta \rho_{m\text{global}}$ (kg/m ³)	40,657							

* $\Delta \rho_{m\text{global}}$: diferença de densidade global do sistema, determinada a partir da diferença entre os valores de $\Delta \rho_m$ obtidos em $z = 0,4$ m e em $z = 2,99$ m.

** Os casos estão apresentados, nesta tabela, em ordem crescente de $\Delta \rho_{m\text{global}}$.

As Figuras 4.12 a 4.15 mostram as distribuições das frações volumétricas das três fases, água (a), óleo pesado (b) e ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z). Nas Figuras 4.12 e 4.14 observa-se o deslocamento dos fluidos em escoamento para a parede superior do duto, enquanto na Figura 4.13c verifica-se a presença da fase gasosa escoando nitidamente pelas paredes da tubulação.

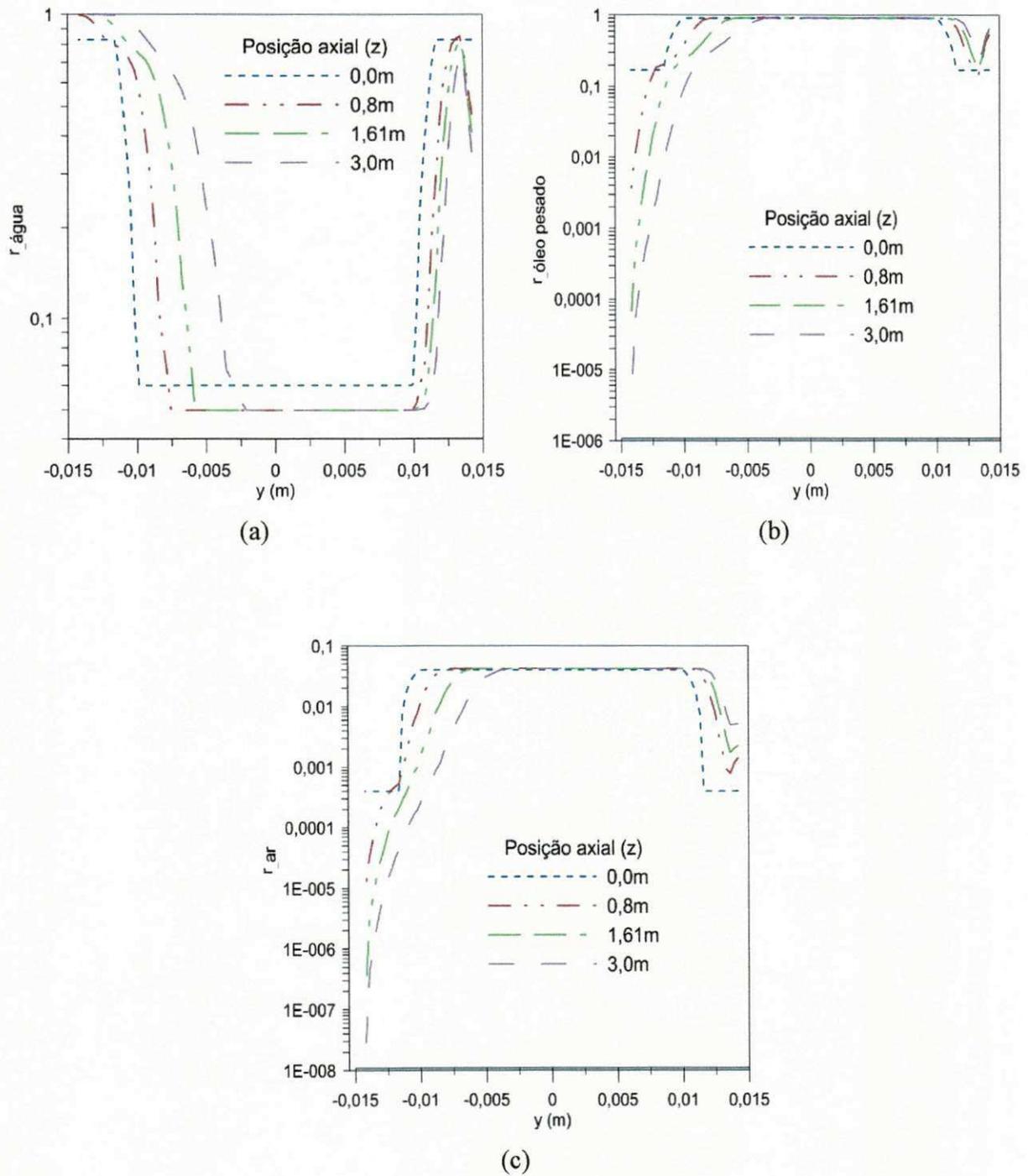


Figura 4.12 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 1).

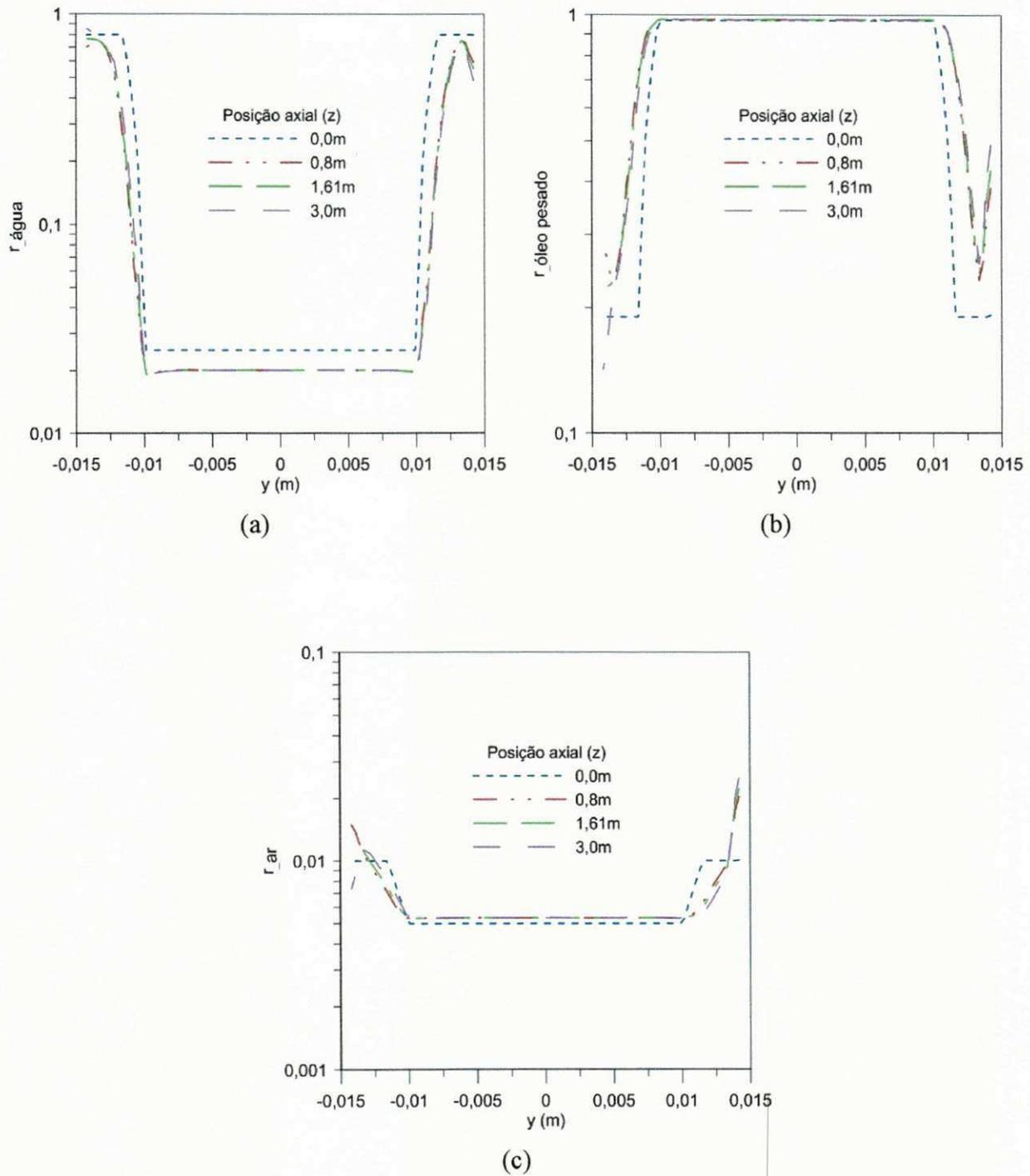


Figura 4.13- Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 2).

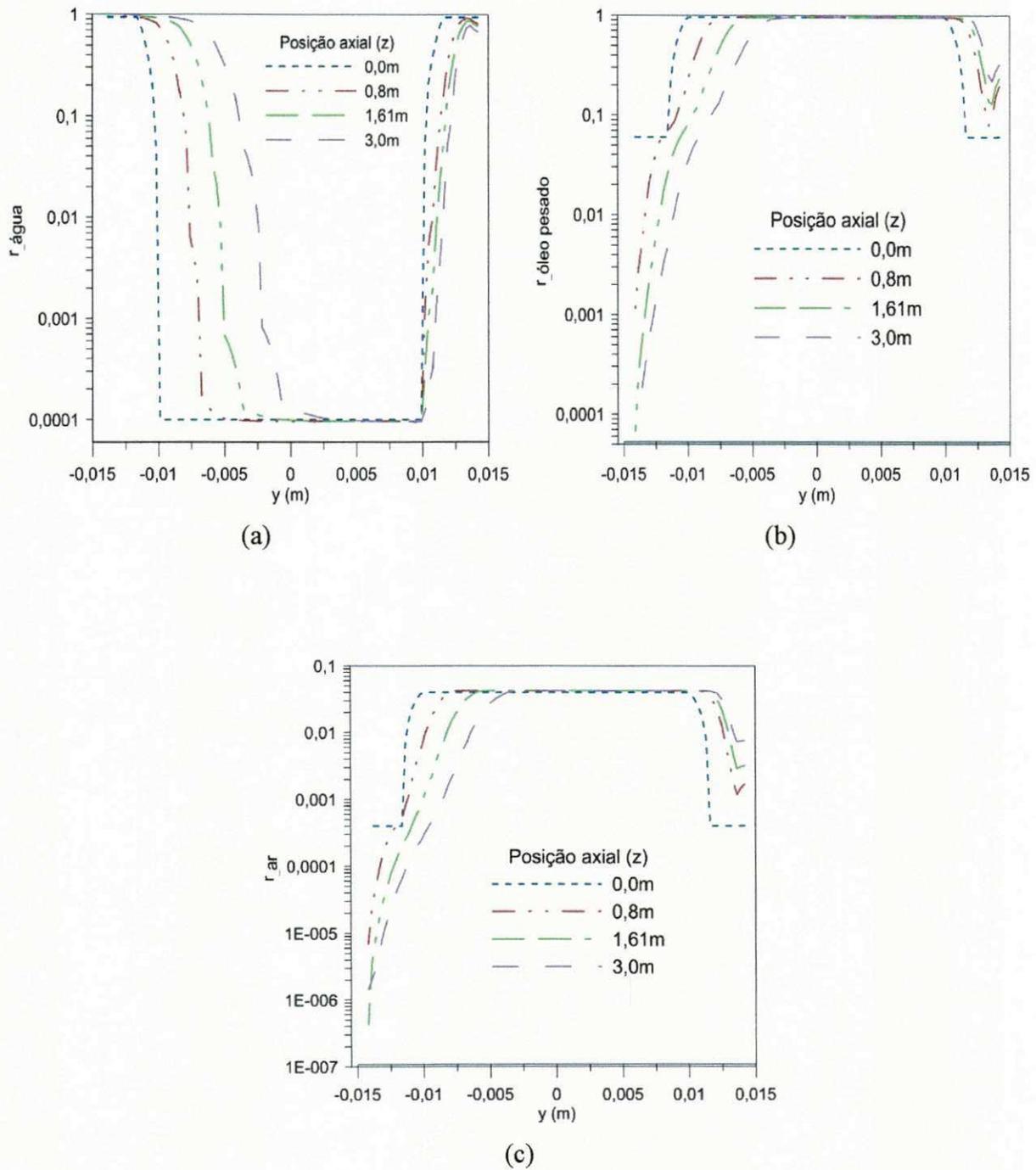


Figura 4.14 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 3).

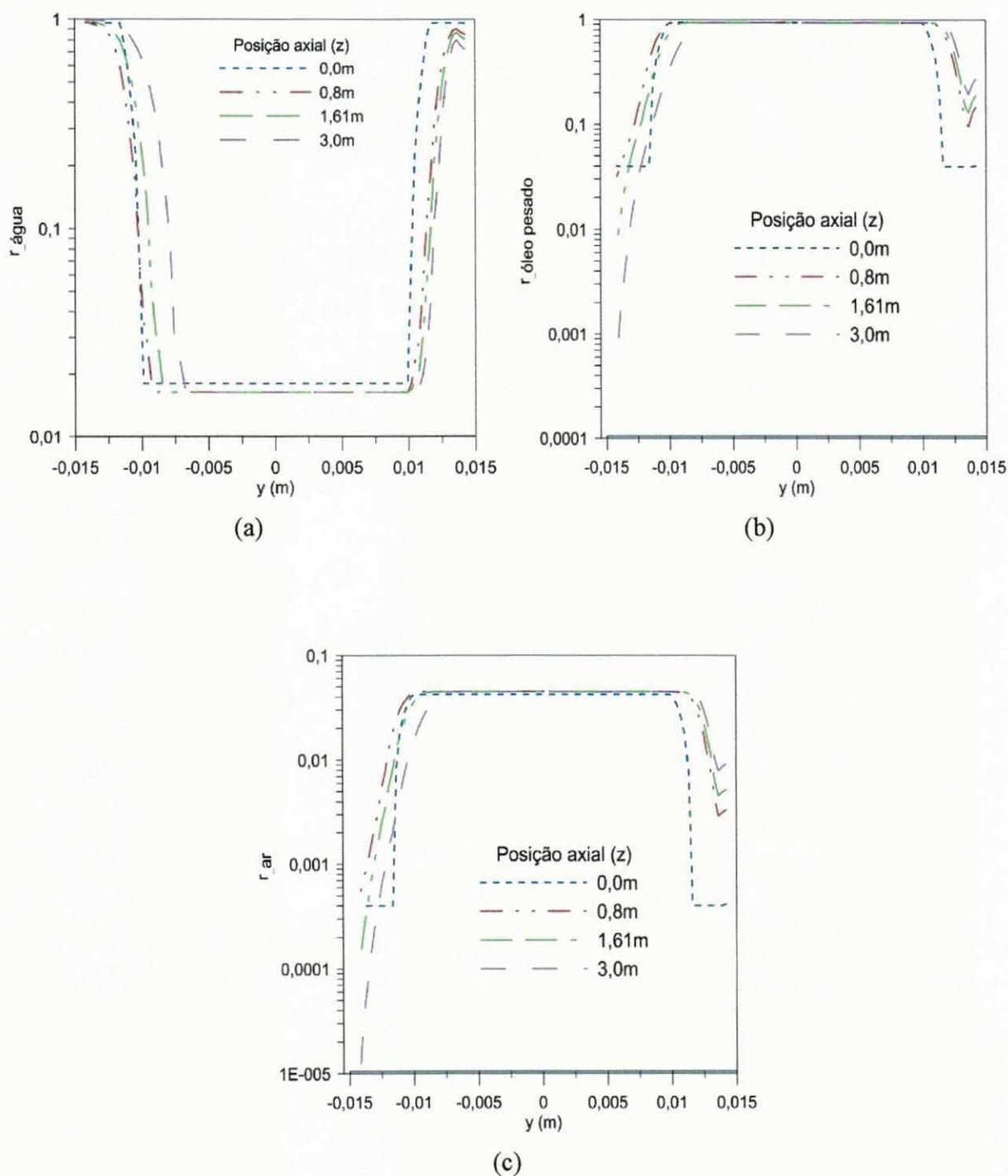


Figura 4.15 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 4).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nas Figuras 4.16 a 4.23, podem ser observadas as distribuições das velocidades superficiais e reais dos fluidos durante o escoamento no interior do duto.

Observando-se estas figuras, verifica-se que, para os quatro casos estudados, a água escoava com maiores velocidades superficiais próximas às paredes do duto (região correspondente ao espaço anular). De fato, este comportamento já era esperado, uma vez que as maiores vazões de água ocorrem no espaço anular, que possui, quando comparado com o núcleo de óleo, uma área bastante pequena. Na região central do duto, que corresponde ao núcleo de óleo, como a área é bem maior, quando comparada com a do espaço anular, e a água escoava em baixíssima vazão, sob a forma de mistura de óleo pesado, água e ar, sua velocidade superficial é baixa, tendendo a zero de acordo com a menor intensidade da mistura na área.

Entretanto, no que diz respeito as velocidades superficiais do óleo e do ar, o comportamento é exatamente o inverso, com as maiores velocidades no centro do duto e as menores nas regiões adjacentes à parede. Este comportamento é atribuído ao fato de suas vazões, na região do espaço anular, serem bastante reduzidas, quando comparadas com as vazões de água, enquanto que a área disponível para o escoamento destes fluidos é a mesma da água, resultando em velocidades superficiais baixas nesta região. Na região central do duto suas vazões são elevadas, resultando em elevadas velocidades superficiais.

Com relação as velocidades reais (*in situ*), verifica-se, ao se analisar cada caso individualmente, que os três fluidos escoam com a mesma velocidade ao longo da posição transversal (y), pois os fluidos passam a ser reconhecidos como uma mistura. Tal fato denota que, estando a mesma velocidade, os fluidos provocam uma menor perda de carga, já que o fluido de maior velocidade arrasta os demais.

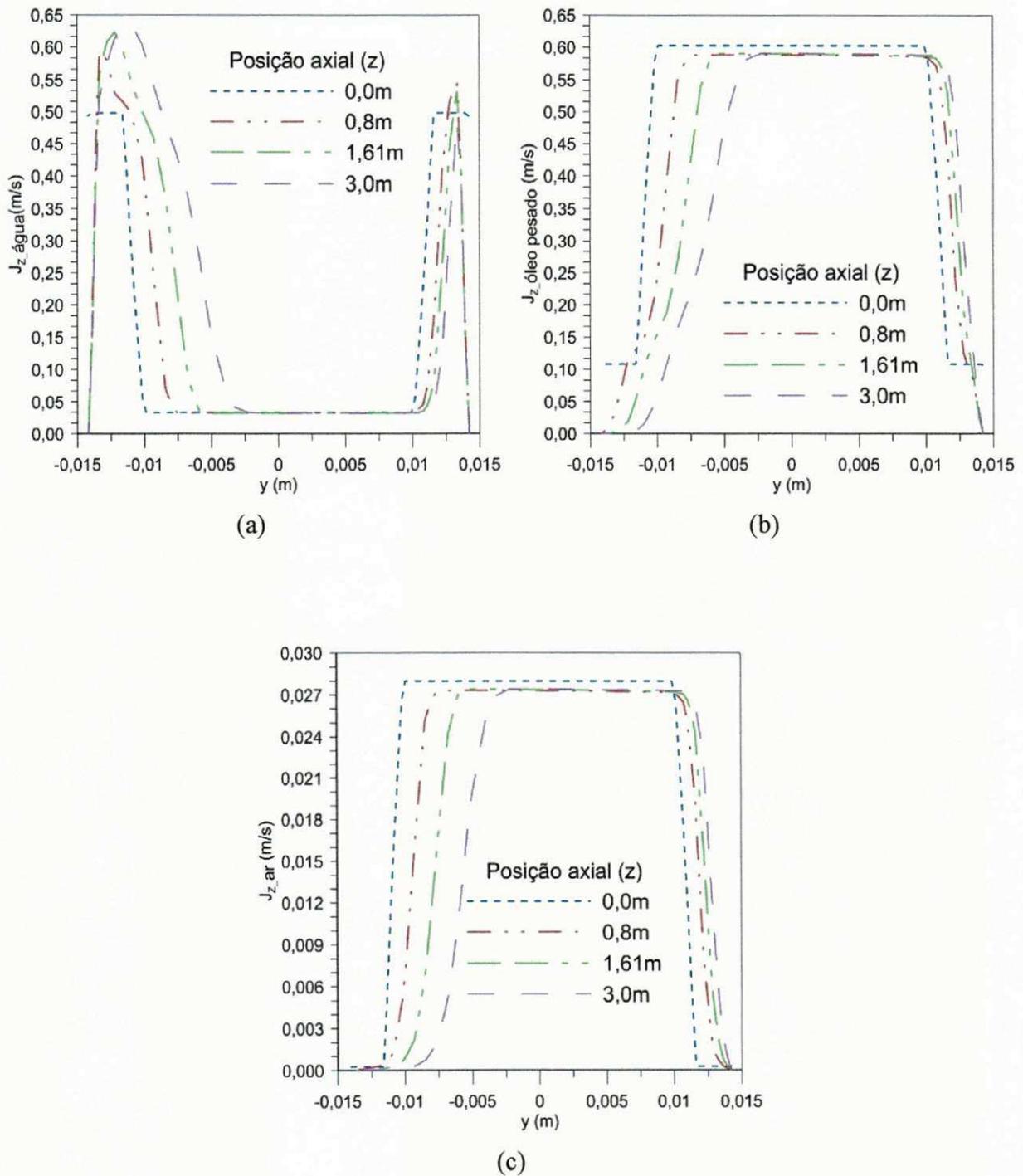


Figura 4.16 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 1.

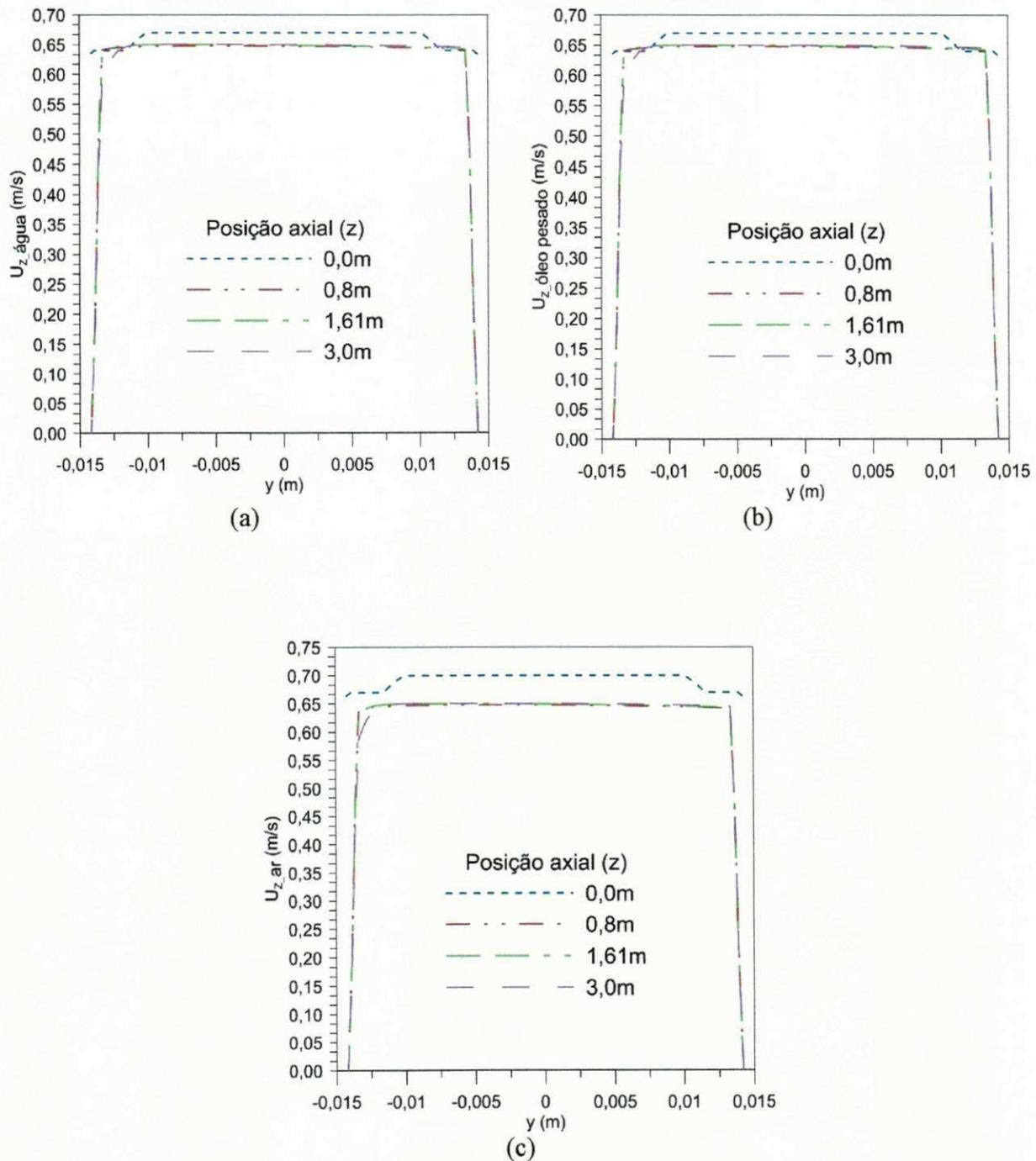


Figura 4.17- Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 1.

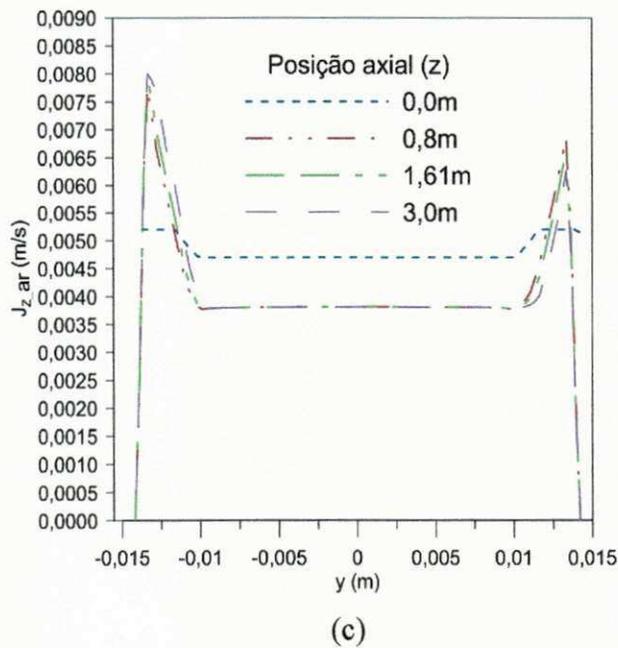
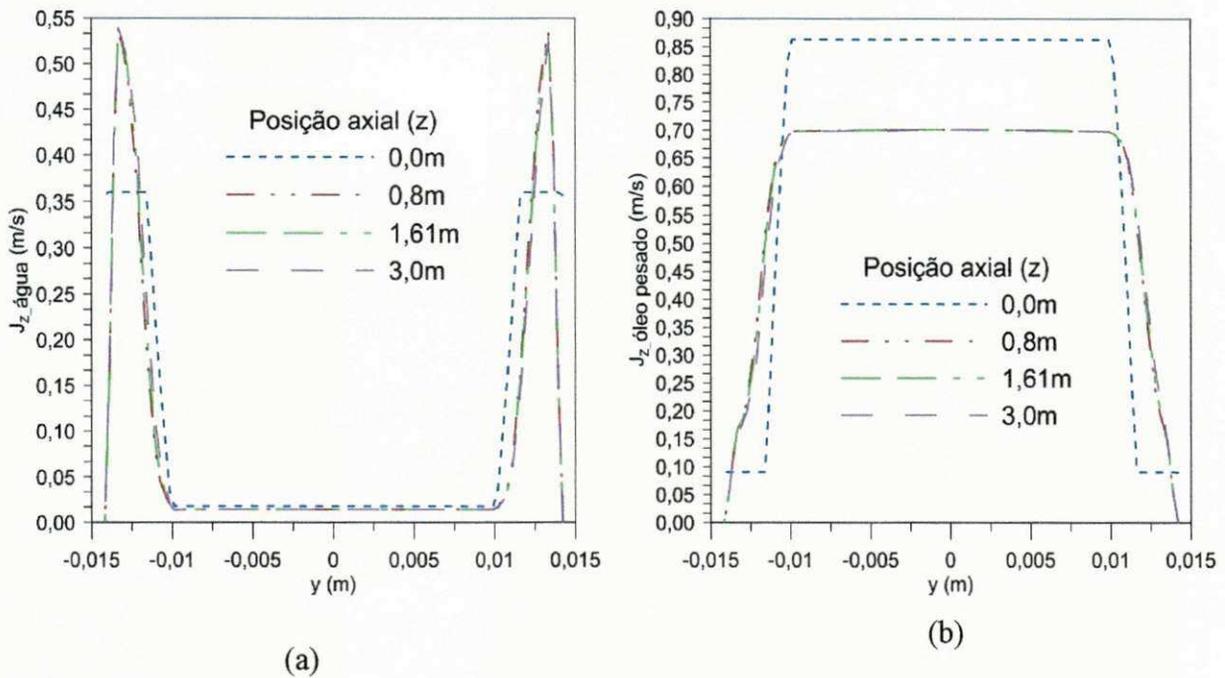


Figura 4.18 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 2.

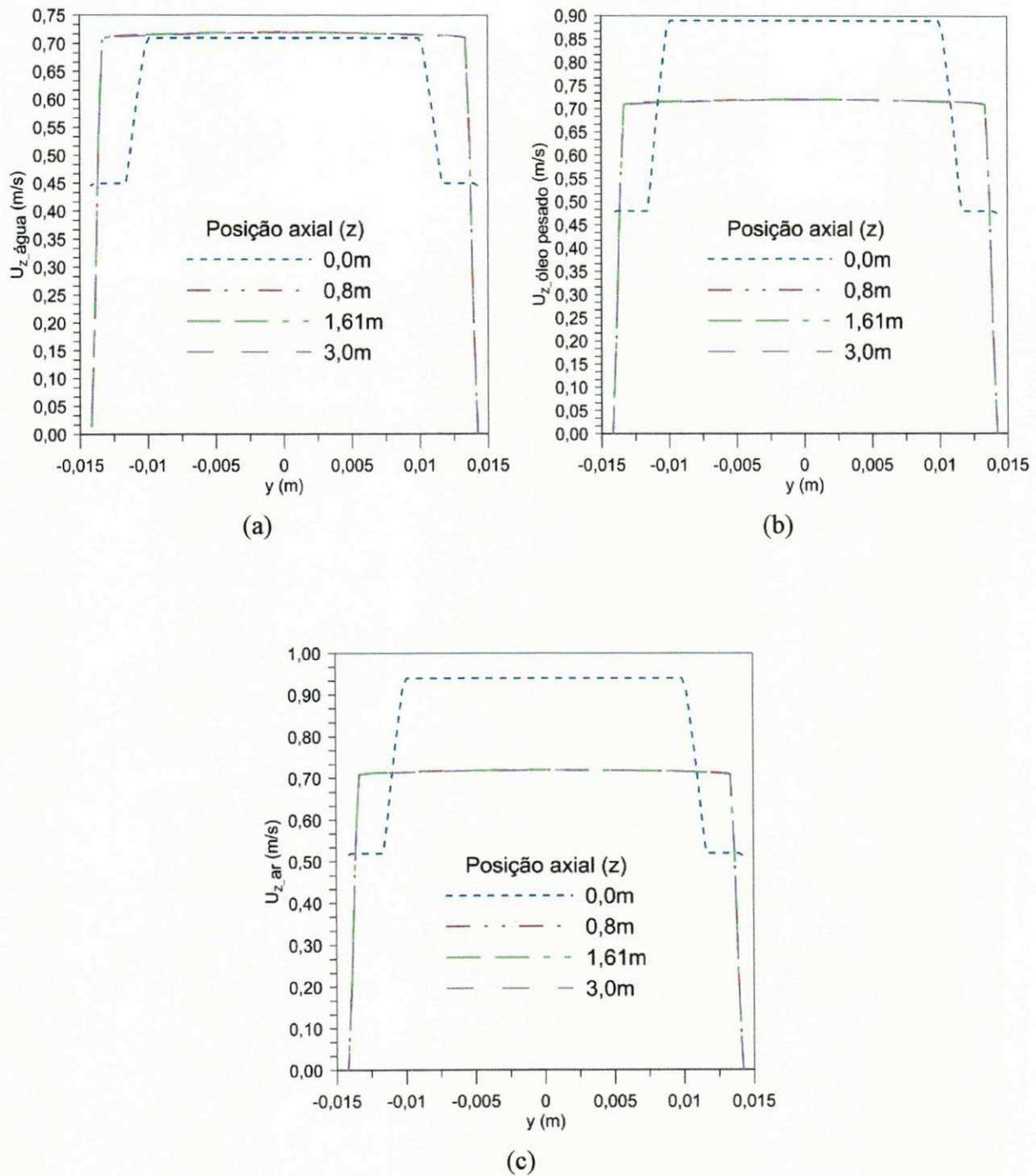


Figura 4.19 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 2.

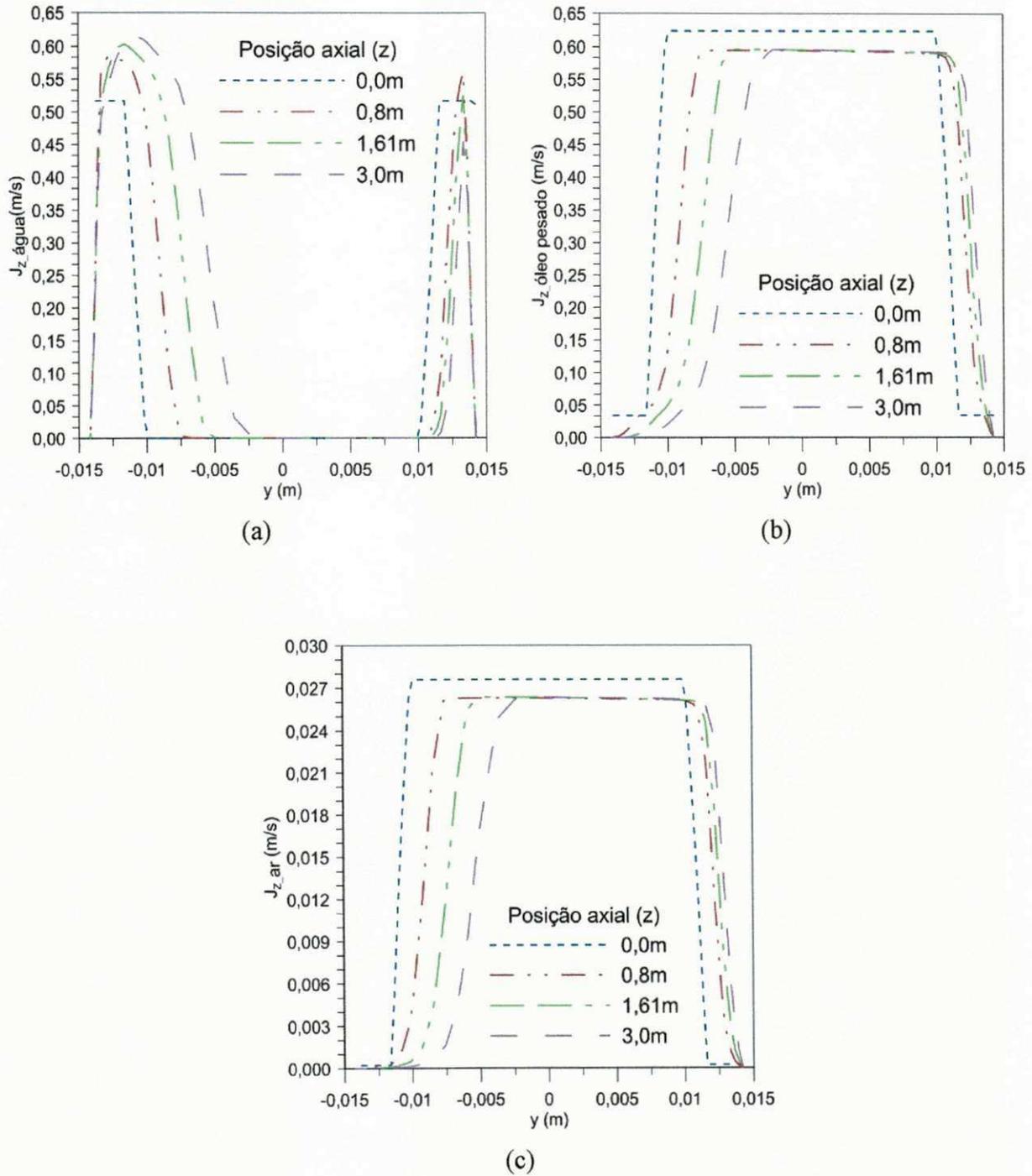


Figura 4.20 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 3.

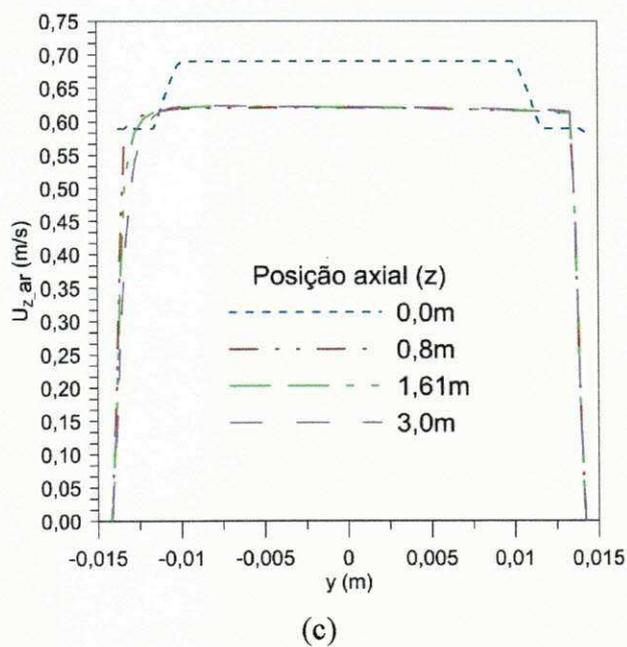
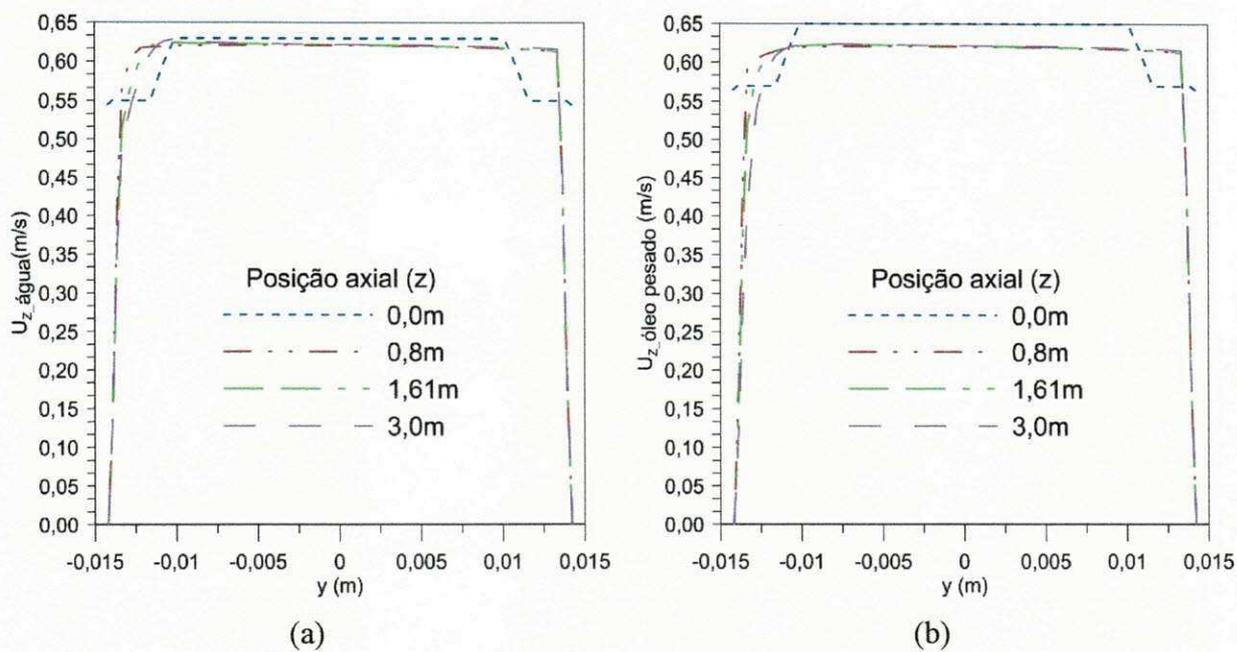


Figura 4.21 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 3.

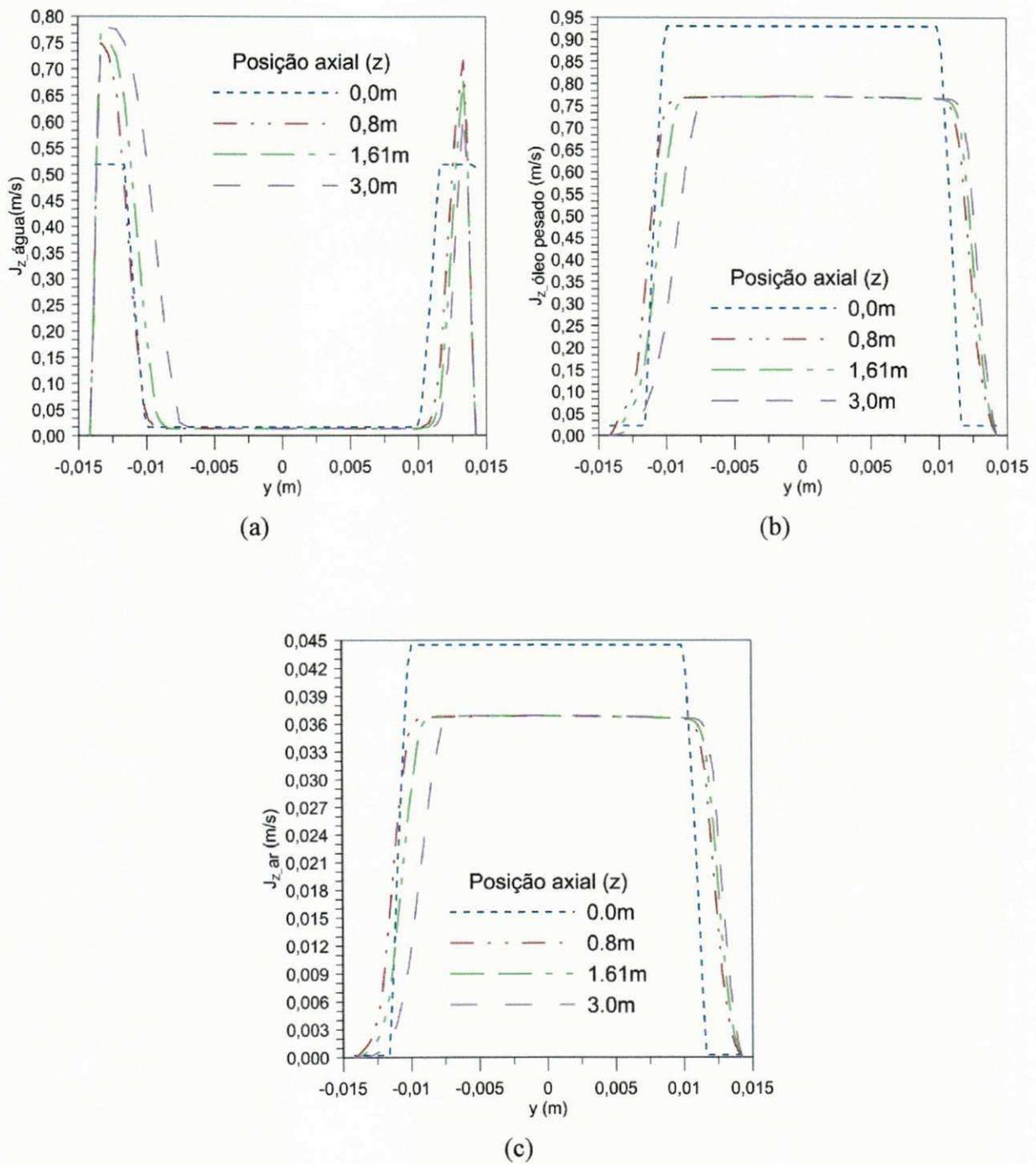


Figura 4.22 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 4.

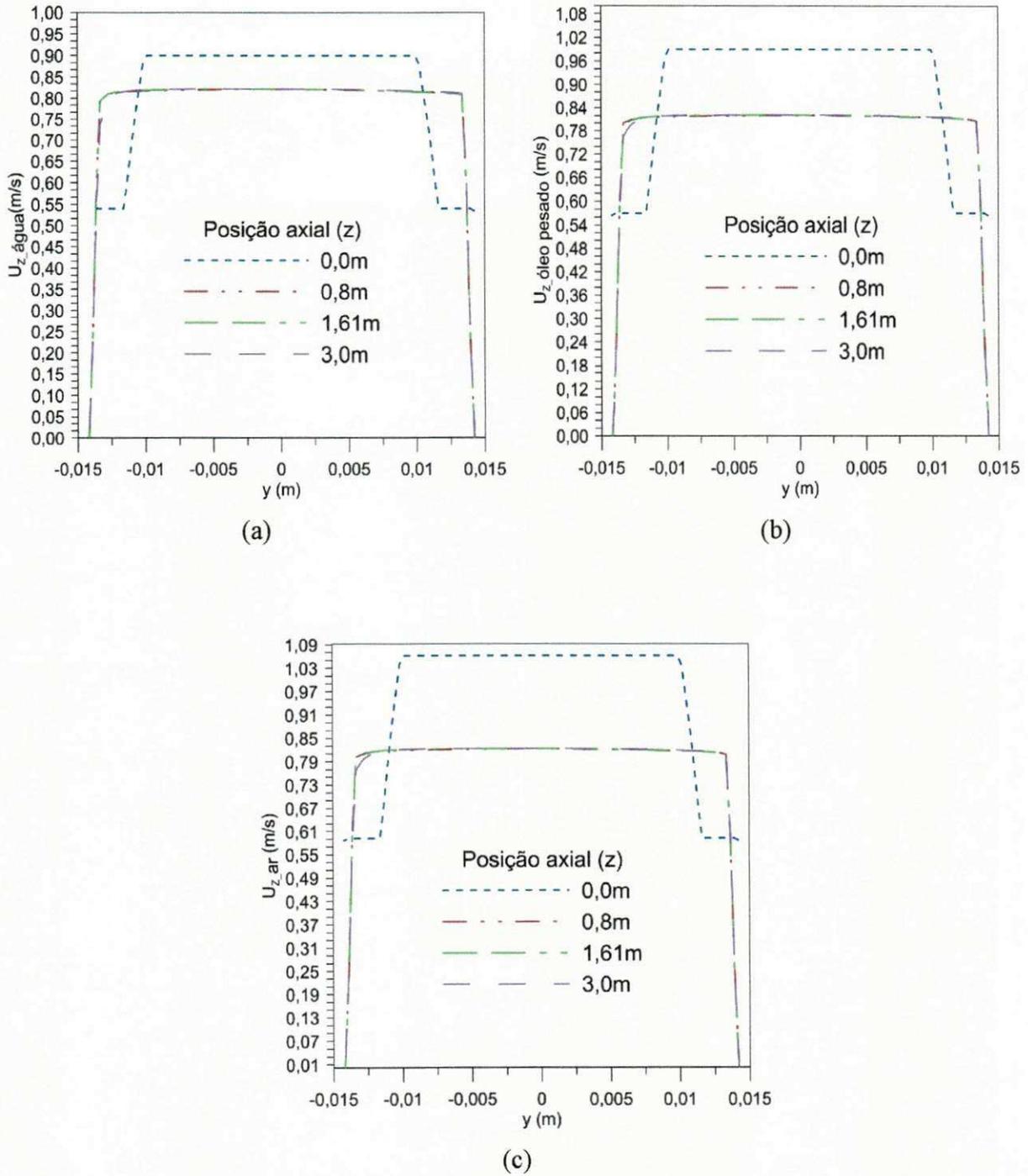


Figura 4.23 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 4.

4.2.2 Validação teórica

As Figuras 4.24 e 4.25 apresentam as comparações entre os perfis de velocidade para os escoamentos monofásico água (caso 5) e monofásico óleo pesado (caso 6), em $z = 2$ m, obtidos numericamente, com os obtidos via solução analítica disponibilizada na literatura (BIRD *et al.*, 1960; FOX *et al.*, 2010). Para esta comparação, utilizou-se o modelo trifásico com as condições de fração volumétrica e velocidades na entrada do duto reportadas na Tabela 3.2

O perfil de velocidade analítico para o escoamento turbulento (água) foi obtido por meio da utilização da Lei de Potência, para o expoente n igual a 6,2. Para obtenção do perfil de velocidade para o escoamento laminar (óleo pesado), em que predominam esforços viscosos, foi utilizada a equação de distribuição de velocidades obtida a partir da Lei de Newton da Viscosidade. Detalhes dos cálculos para determinação dos perfis de velocidade é apresentado no Apêndice B.

De modo geral, verifica-se boa aproximação entre os resultados numéricos e analíticos, evidenciando que a modelagem multifásica adotada é adequada, uma vez que consegue prever o comportamento hidrodinâmico dos fluidos nos escoamentos monofásico água (turbulento) e monofásico óleo pesado (laminar). As discrepâncias observadas, principalmente no regime turbulento, são associadas às incertezas da solução analítica (BIRD *et al.*, 1960; FOX *et al.*, 2010), uma vez que o comprimento hidrodinâmico do escoamento no interior do duto foi atingido.

De acordo com os trabalhos de Kay e Dedderman (1985) e Faccini *et al.* (2008), o escoamento estará totalmente desenvolvido quando o comprimento de entrada hidrodinâmico for $Le = 80D$ para o regime de escoamento laminar e $Le = 2,975DRe^{1/4}$ para o regime de escoamento turbulento. Ao se utilizar estas relações, foram obtidos valores de Le iguais a 2 m para o escoamento laminar e a 1,5 m para o escoamento turbulento, evidenciando que a tomada de dados para obtenção dos perfis de velocidades ocorreu na região em que o escoamento já tinha atingido o comprimento hidrodinâmico. Para as determinações de Le , foi utilizado $D = 0,0284$ m e $Re = 2,4818 \times 10^4$.

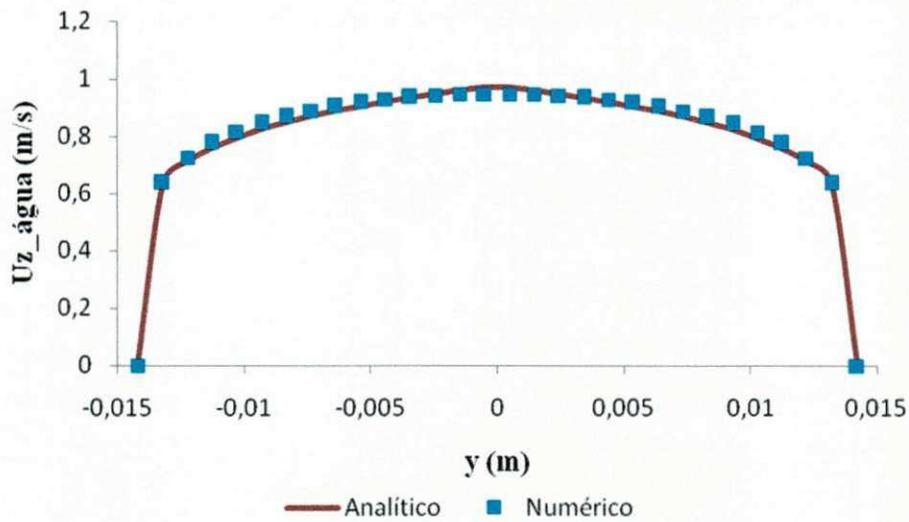


Figura 4.24 - Comparação entre os perfis de velocidades numérico e analítico obtidos para o escoamento monofásico água (regime turbulento), em $z = 2$ m.

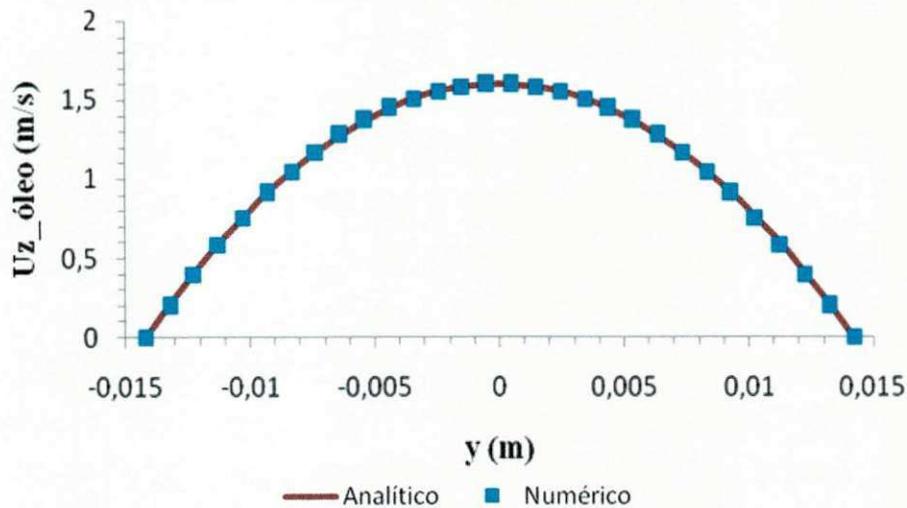


Figura 4.25 - Comparação entre os perfis de velocidades numérico e analítico obtidos para o escoamento monofásico óleo pesado (regime laminar), em $z = 2$ m.

Na Tabela 4.4 é apresentado o erro resultante da comparação entre as quedas de pressão obtidas de forma analítica e numérica. O resultado dessa comparação mostra que o modelo multifásico adotado prever adequadamente a queda de pressão no sistema.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Ressalta-se que os perfis de velocidades, e as quedas de pressão, nos escoamentos monofásico água e monofásico óleo pesado, foram obtidos, analiticamente e numericamente, considerando-se a mesma vazão mássica total dos fluidos no escoamento trifásico do caso 4.

Tabela 4.4 – Comparação entre os resultados das quedas de pressão (ΔP) obtidas analiticamente e numericamente, para os casos 5 e 6.

Caso	Escoamento	ΔP (Pa)		Erro (%)
		Analítico	Numérico	
5	Turbulento (água)	111	112	0,9
6	Laminar (óleo pesado)	63479	64615	1,79

4.3 Avaliação da eficiência da técnica "core-flow"

A Tabela 4.5 mostra, comparativamente, os valores das quedas de pressão dos escoamentos monofásicos de água (caso 5) e de óleo pesado (caso 6), bifásico óleo pesado-água (caso 7) e trifásico água-óleo pesado-ar (caso 4), utilizando-se a técnica "core-flow". Nela pode-se constatar a eficiência da técnica "core-flow" para o transporte de óleos pesados, uma vez que reduz significativamente as perdas de carga durante o escoamento no duto.

A comparação entre a queda de pressão obtida utilizando-se a técnica "core-flow" para o escoamento bifásico óleo pesado-água com o escoamento monofásico da água, mostra que os valores de queda de pressão nos dois casos são muito próximos, evidenciando que a técnica "core-flow" apresentou uma boa eficiência sob as condições utilizadas. Este comportamento também foi observado por Bannwart (1998), Bannwart (1999), Prada e Bannwart (2000), Vara *et al.* (2001) e Silva (2003).

Com relação ao escoamento monofásico de óleo pesado, verifica-se que foi necessário um ΔP igual a 125965 Pa para deslocar um fluxo de massa de óleo de 0,492 kg/s ao longo do duto. Comparando-se este resultado ao ΔP obtido para o escoamento do caso *core-flow*, foi obtido um fator de redução do gradiente de pressão em torno de 366 vezes (Tabela 4.5). Prada e Bannwart (1999a), em seus trabalhos, obtiveram redução na faixa de 45 a 150 vezes. Contudo, deve-se ressaltar que os resultados de Prada e Bannwart (1999a) foram obtidos utilizando-se um óleo

RESULTADOS E DISCUSSÃO

com viscosidade de 2,7 Pa.s e densidade de 989 kg/m³, enquanto que, nesta pesquisa, a viscosidade do óleo foi de 5 Pa.s e sua densidade 971 kg/m³.

Ao se realizar uma comparação entre os escoamentos bifásico água-óleo pesado e trifásico água-óleo pesado-ar, utilizando a técnica "*core-flow*", constata-se, através dos resultados numéricos apresentados na Tabela 4.5, que estes corroboram os resultados experimentais obtidos por Trevisan (2003), o qual concluiu que, apesar da presença da fase gasosa aumentar o gradiente de pressão do escoamento trifásico, uma vez que esta fase tende a acelerar o fluxo aumentando o fator de atrito entre os fluidos e a parede do duto, quando comparado com o fluxo bifásico óleo-água, o método de injeção de água como técnica para o transporte de óleos pesados provou ser eficaz.

Estabelecendo-se uma comparação entre as quedas de pressão do escoamento trifásico com o monofásico de óleo, verifica-se que a queda de pressão no escoamento trifásico é cerca de 170 vezes menor que a obtida no escoamento monofásico. Esta redução é atribuída a presença da lubrificação da parede do duto causada pelo anel de água. Trevisan (2003), ao comparar os gradientes de pressão do escoamento trifásico com o monofásico de óleo, verificou que a presença da água reduziu a queda de pressão cerca de 100 vezes.

Tabela 4.5 – Queda de pressão dos escoamentos monofásico água (caso 5), monofásico óleo pesado (caso 6), bifásico óleo pesado-água (caso 7) e trifásico água-óleo pesado-ar (caso 4).

Escoamento	Perda de Pressão (Pa)
Monofásico de água	203
Monofásico de óleo pesado	125965
Bifásico	344
Trifásico	741

Vale salientar que as simulações dos casos 5, 6 e 7, utilizados para a determinação da eficiência da técnica "*core-flow*", foram realizadas com a mesma vazão mássica do caso 4 (analisado no item 4.1 - Validação experimental), que foi de 0,49 kg/s.

4.4 Avaliação da termohidrodinâmica do escoamento trifásico

4.4.1 Efeito das frações volumétricas dos fluidos (sistema isotérmico)

4.4.1.1 Efeito da fração volumétrica do ar

Na Tabela 4.6, constam os resultados de queda de pressão, obtidos numericamente, considerando o sistema isotérmico e diferentes frações volumétricas de ar (r_{ar}) no núcleo de óleo.

É importante destacar que foi necessário compensar as variações das frações volumétricas do ar por meio da variação da fração volumétrica da água, presente no núcleo de óleo, na forma de mistura.

A análise destes resultados mostra que a medida que a fração volumétrica do ar aumenta, ocorre o aumento de sua vazão volumétrica e da queda de pressão no sistema. Este resultado é explicado pelo fato do aumento da fração volumétrica do ar resultar no aumento de sua velocidade superficial (Figura 4.26 c) e, em consequência, no aumento da velocidade "in situ" da mistura (água-óleo pesado-ar), (Figura 4.26 d, e, f). Esta elevação, por sua vez, aumenta o atrito entre os fluidos e a parede do duto, provocando uma maior queda de pressão. Conclusão análoga chegou Trevisan (2003), o qual afirma que a queda de pressão no escoamento trifásico é altamente influenciada pela velocidade superficial do gás, uma vez que esta tende a acelerar o fluxo aumentando o fator de atrito entre os fluidos e a parede do duto; em consequência, ocorre o aumento da perda de carga.

Ressalta-se que as pequenas variações observadas nas velocidades "in situ" dos fluidos deve-se ao fato das variações das frações volumétricas do ar, especificadas como condição de entrada, também terem sido pequenas.

Tabela 4.6 – Resultados de queda de pressão, obtidos numericamente, na região de teste do duto, considerando o sistema isotérmico ($T = 298K$), para os casos 8, 9, 10, 11 e 12.

Casos	r_{ar}	$Q_{ar} (m^3/s)$	$\Delta P (Pa)$
	(entrada de óleo)		
8	0,0001	$1,00 \times 10^{-6}$	695
9	0,0005	$5,02 \times 10^{-6}$	711
10	0,0200	$2,01 \times 10^{-5}$	742
11	0,0400	$4,02 \times 10^{-5}$	773
12	0,0600	$6,03 \times 10^{-5}$	793

A Tabela 4.7 apresenta a variação na densidade da mistura água-óleo pesado-ar no núcleo de óleo em função da variação da fração volumétrica do ar. Observa-se, nesta tabela, que a

RESULTADOS E DISCUSSÃO

medida que a fração volumétrica do ar aumenta no núcleo de óleo, a densidade da mistura diminui, fazendo com que o núcleo de óleo se desloque em direção a parede superior do duto. Tal comportamento afeta a perda de carga do sistema, aumentando a queda de pressão, conforme também observado por Trevisan (2003).

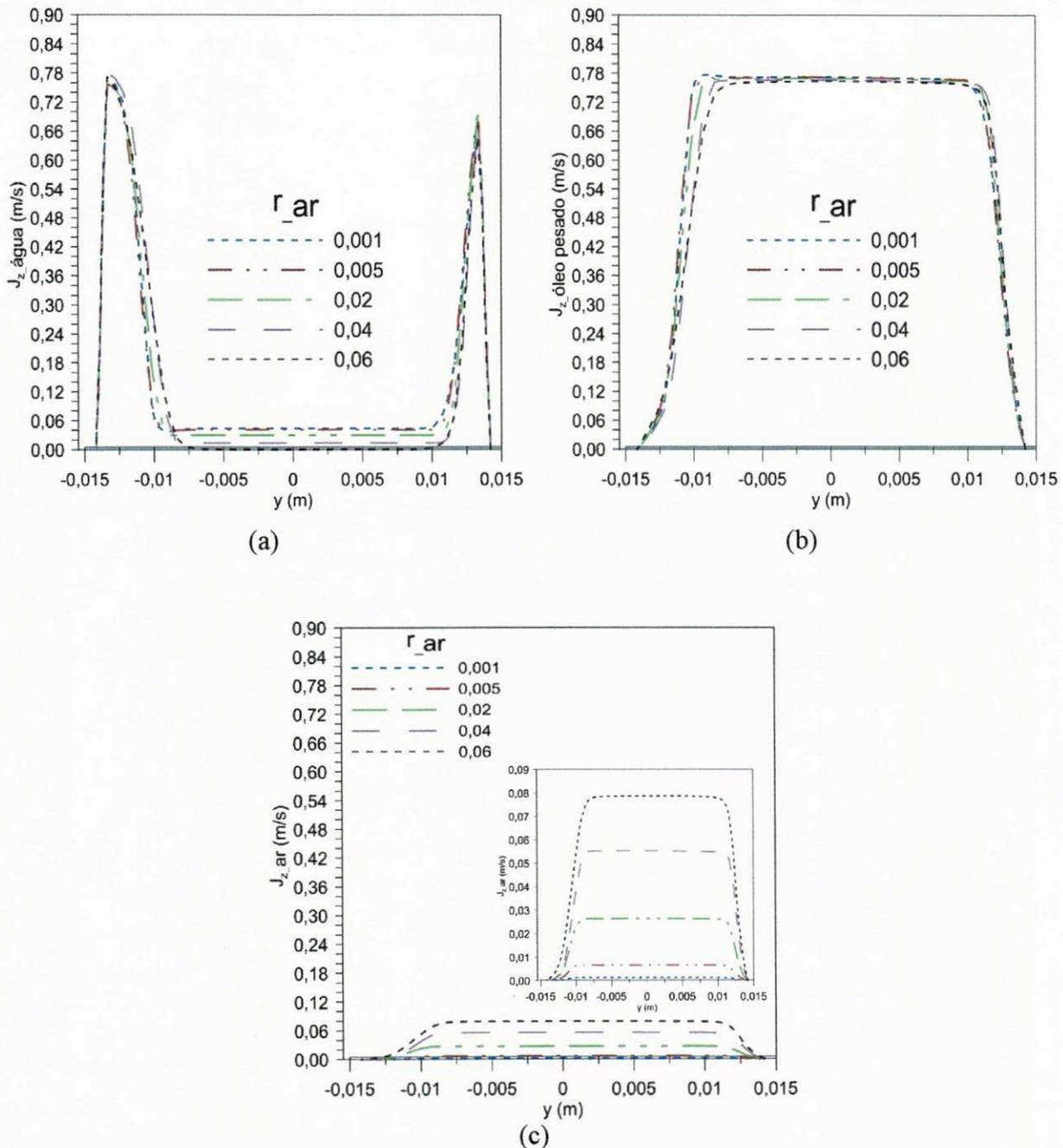


Figura 4.26 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes frações volumétricas do ar (casos 8 a 12).

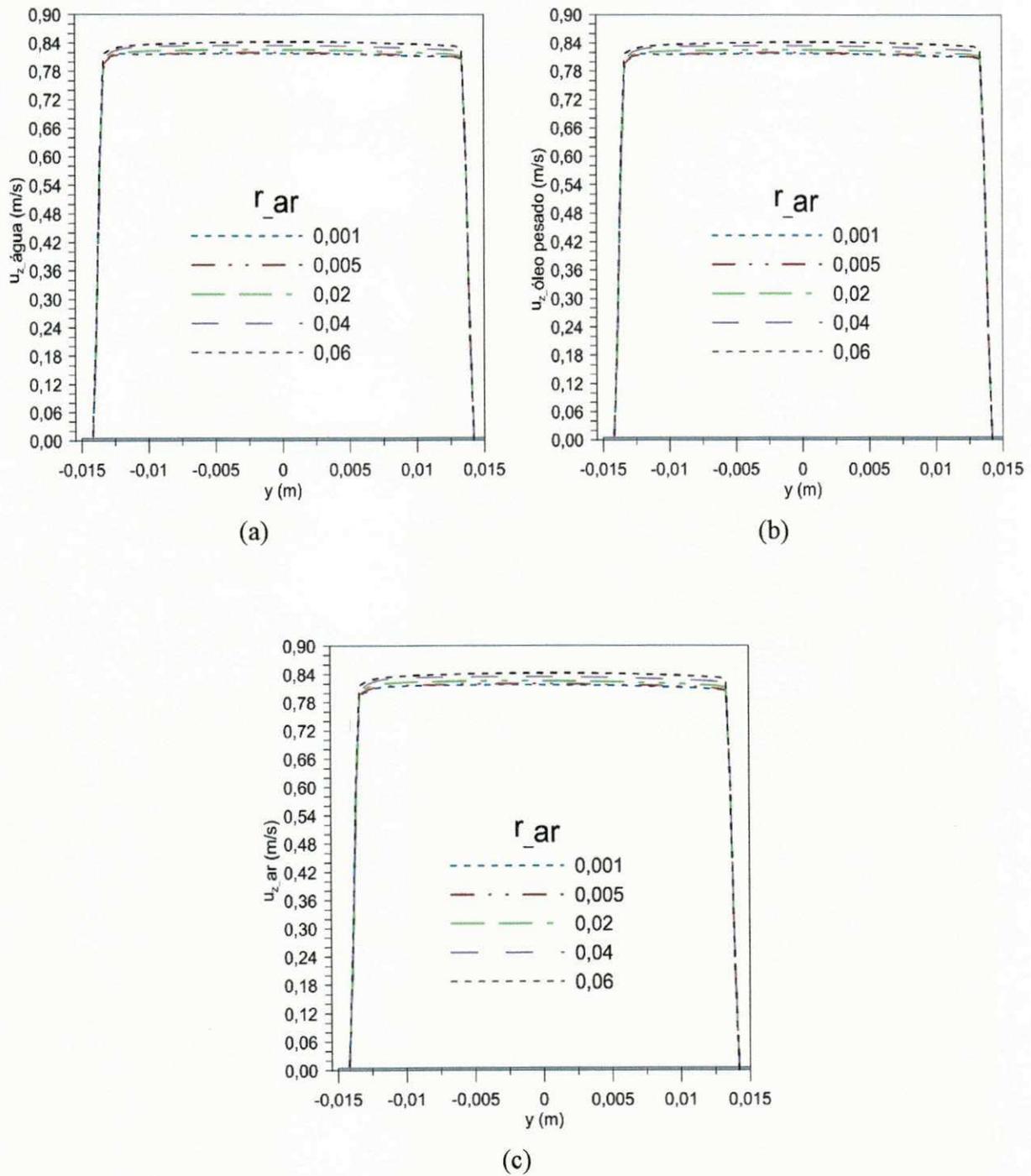
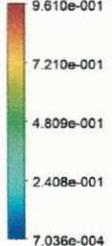
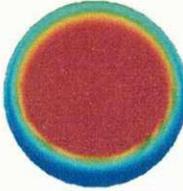
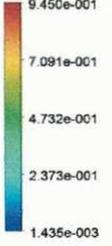
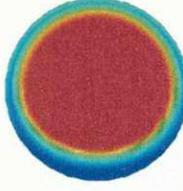
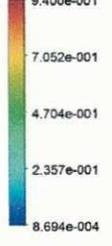
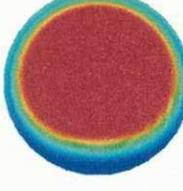
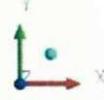
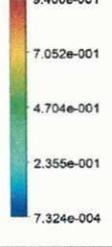
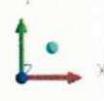
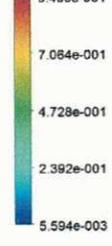
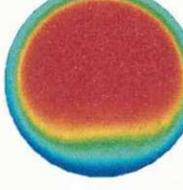
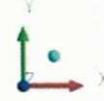


Figura 4.27 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes frações volumétricas do ar (casos 8 a 12).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Tabela 4.7 – Resultados das densidades das misturas presentes no núcleo de óleo ($y = 0,0$ m) e no espaço anular ($y = 0,0134$ m), ρ_m , e das diferenças de densidade entre estas misturas, $\Delta\rho_m$, em função da variação da fração volumétrica de ar, na posição axial (z) igual a 2,99 m.

Casos	ρ_m (kg/m ³)		$\Delta\rho_m$ (kg/m ³)	Campo de fração volumétrica do óleo pesado	Plano	
	Z = 2,99 m					
	y (m)					
0,000	0,0134					
8	970,83	990,728	19,898			
9	964,451	991,045	26,594			
10	940,855	986,297	45,442			
11	907,139	975,429	68,290			
12	880,436	962,851	82,415			

4.4.1.2 Efeito da fração volumétrica de óleo pesado

Na Tabela 4.8, constam os resultados de queda de pressão das simulações dos casos 13, 14, 15, 16 e 17. Estas tiveram como objetivo avaliar o comportamento do escoamento trifásico água-óleo pesado-ar, quando submetidos a variações nas frações volumétricas do óleo pesado. É importante destacar que foi necessário compensar as variações das frações volumétricas do óleo pesado por meio da variação da fração volumétrica da água, presente no núcleo de óleo, na forma de mistura.

A análise da Tabela 4.8 mostra que a queda de pressão é proporcional ao aumento da fração volumétrica e da vazão volumétrica de óleo pesado no núcleo de óleo. A explicação para esse comportamento é análoga a utilizada no item 4.4.1 (Efeito da fração volumétrica do ar): o aumento da fração volumétrica do óleo pesado resulta no aumento de sua velocidade superficial (Figura 4.28 b) e, em consequência, no aumento da velocidade "in situ" da mistura (água-óleo pesado-ar), (Figura 4.28 d, e, f). Esta, por sua vez, aumenta o atrito entre os fluidos e a parede do duto, provocando uma maior queda de pressão. Um aspecto relevante a ser analisado, é que, apesar de ocorrer um aumento na queda de pressão do sistema, os resultados apontam para uma maior produção de óleo, o que corresponde a uma vantagem comercial.

Outro aspecto a ser observado, é que, com o aumento da fração volumétrica do óleo pesado, no núcleo de óleo, a diferença de densidade das misturas presentes no núcleo de óleo e no espaço anular aumenta (Tabela 4.9), assim como a excentricidade do núcleo de óleo.

Tabela 4.8 – Resultados de queda de pressão, obtidos numericamente, na região de teste do duto, considerando o sistema isotérmico (T = 298K), para os casos 13, 14, 15, 16 e 17.

Casos	$r_{\text{óleo}}$	$Q_{\text{óleo}} \text{ (m}^3/\text{s)}$	$\Delta P \text{ (Pa)}$
	(entrada de óleo)		
13	0,88	$5,47 \times 10^{-4}$	762
14	0,90	$5,59 \times 10^{-4}$	765
15	0,92	$5,72 \times 10^{-4}$	768
16	0,94	$5,84 \times 10^{-4}$	770
17	0,96	$5,97 \times 10^{-4}$	775

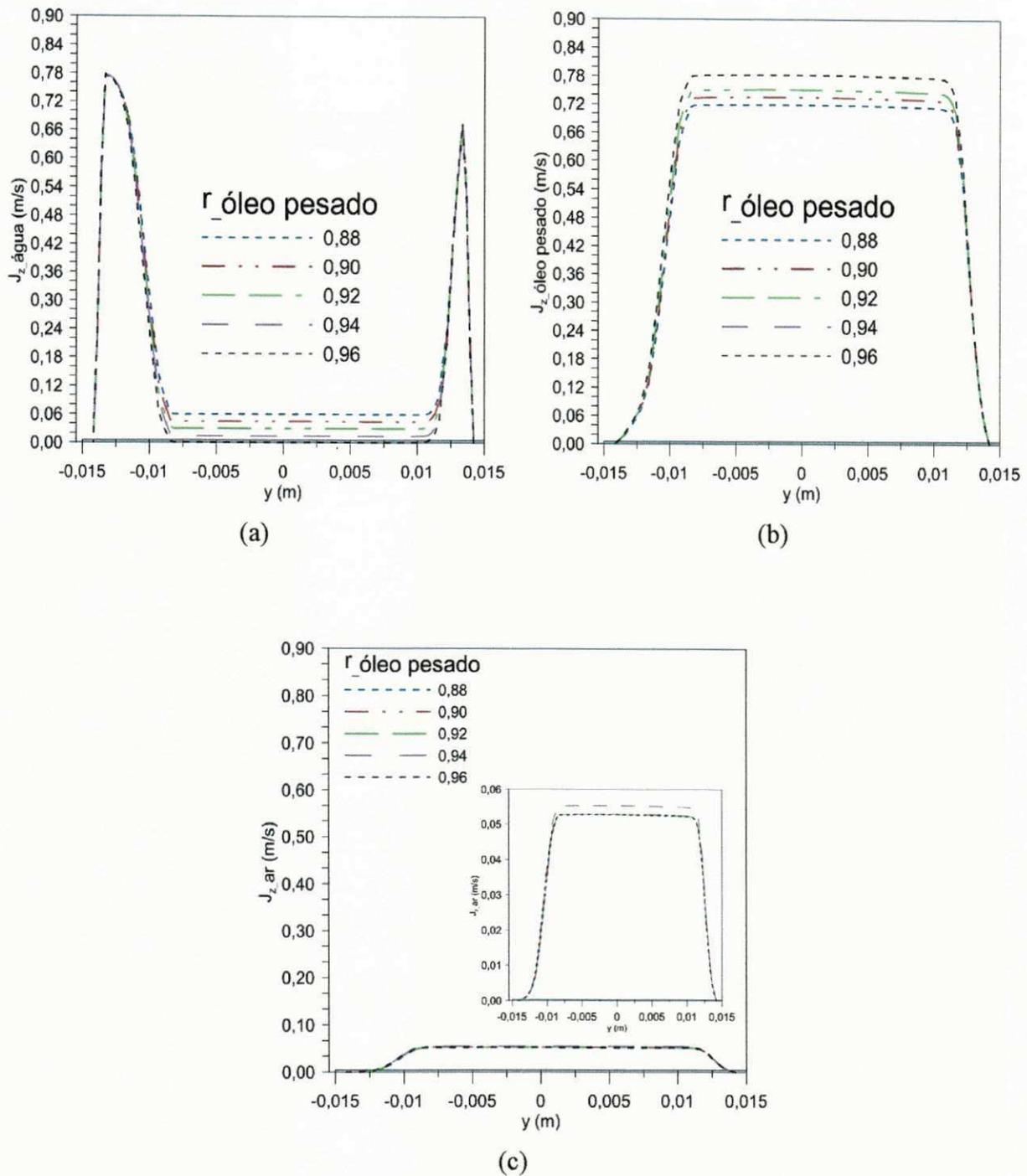


Figura 4.28 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes frações volumétricas do óleo pesado (casos 13 a 17).

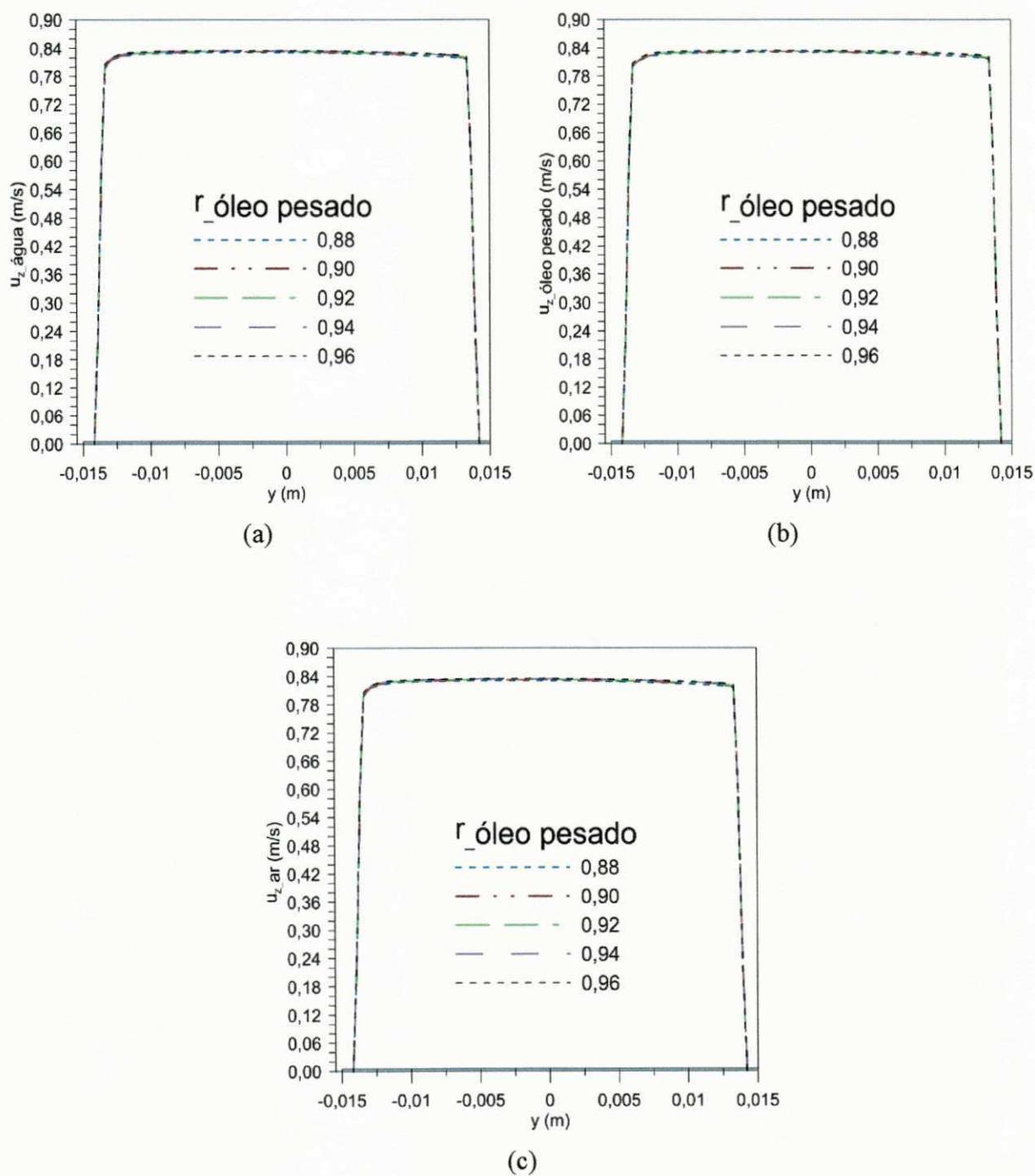
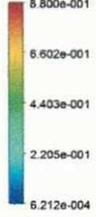
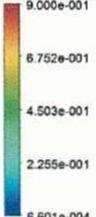
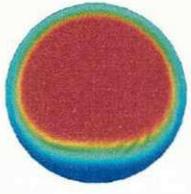
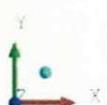
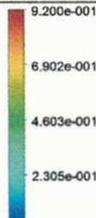
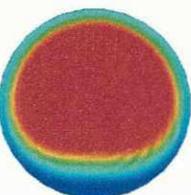
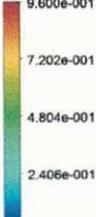
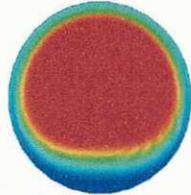
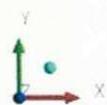


Figura 4.29 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes frações volumétricas do óleo pesado (casos 13 a 17).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Tabela 4.9 – Resultados das densidades das misturas presentes no núcleo de óleo ($y = 0,0$ m) e no espaço anular ($y = 0,0134$ m), ρ_m , e das diferenças de densidade entre estas misturas $\Delta\rho_m$, em função da variação da fração volumétrica de óleo pesado, na posição axial (z) igual a 2,99 m.

Casos	ρ_m (kg/m ³)		$\Delta\rho_m$ (kg/m ³)	Campo de fração volumétrica do óleo pesado	Plano
	Z = 2,99 m				
	y (m)				
0,000	0,0134				
13	911,232	975,956	64,724	 	
14	910,873	976,224	65,351	 	
15	910,518	976,405	65,887	 	
16	910,162	976,636	66,470	 	
17	909,809	976,86	67,051	 	

RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.4.1.3 Efeito das frações volumétricas de água no núcleo de óleo e de óleo pesado no espaço anular

Na Tabela 4.10 constam os valores das quedas de pressão obtidas na seção de teste do duto, para os casos 18, 19 e 20. A análise desta tabela mostra que a maior queda de pressão foi obtida no caso 20, seguida dos casos 19 e 18. De fato, este resultado já era esperado, uma vez que, apesar das frações volumétricas dos fluidos terem variado de forma independente nos três casos analisados, de modo geral, o caso 20 apresentou as maiores vazões volumétricas de óleo pesado e de ar, no núcleo de óleo. Em consequência, o atrito entre os fluidos e a parede do duto torna-se maior, resultando numa maior queda de pressão.

Tabela 4.10 – Resultados das quedas de pressão obtidas nas simulações dos casos 18, 19 e 20.

Casos	ΔP (Pa)
18	260
19	471
20	818

A Figura 4.30 ilustra os campos de pressão que se estabeleceram no interior do duto ao longo do escoamento. Observando-se esta figura, constata-se que ocorreram quedas de pressão (ΔP) ao longo do duto, tal qual nos casos estudados até então.

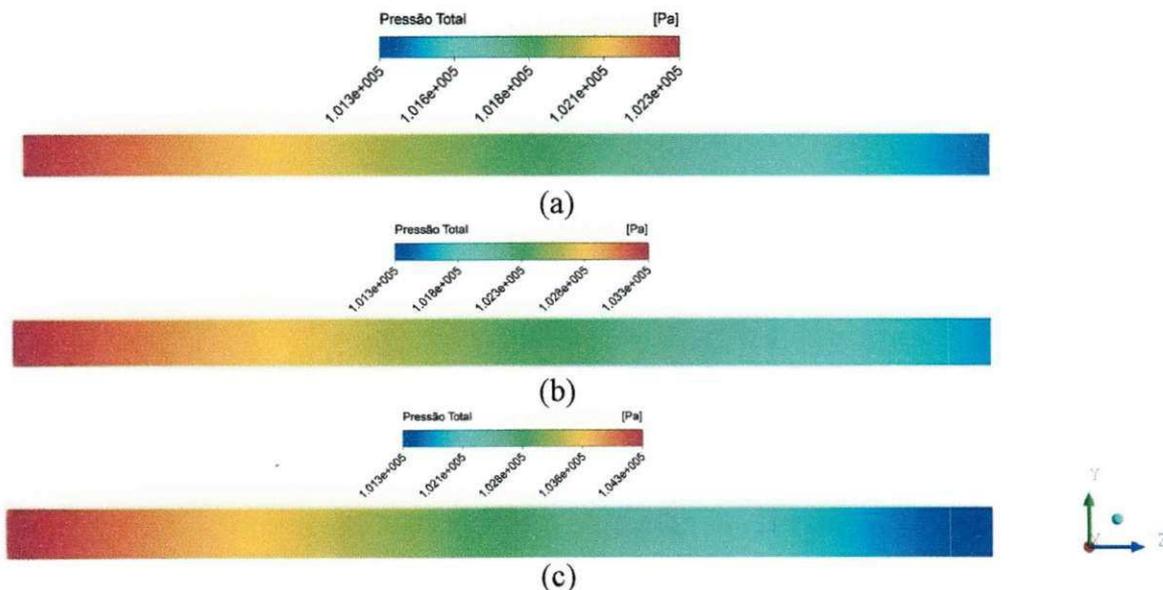


Figura 4.30 – Campo de pressão sobre o plano yz para os casos 18 (a), 19 (b) e 20 (c).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

As Figuras 4.31 a 4.33 mostram as distribuições das frações volumétricas de óleo pesado, água e ar na seção transversal do duto, para diferentes posições axiais (z), para os casos 18, 19 e 20. Observando-se estas figuras, constata-se que, embora a fração volumétrica de óleo pesado no caso 20, tenha sido elevada no espaço anular (10 %), bem como as frações volumétricas de água, nos três casos analisados, terem sido elevadas no núcleo de óleo, o padrão de escoamento "core-flow" foi mantido.

As Figuras 4.34 a 4.36 apresentam, com mais detalhes, a distribuição das frações volumétricas das três fases, óleo pesado, água e ar em função das diferentes posições axiais (z), ao longo do duto e de sua seção transversal. Observando-se estas figuras, constata-se o que já foi discutido durante a análise dos casos anteriores: a medida que a mistura trifásica flui através do duto, a espessura do anel de água em contato com a parede superior do duto diminui, enquanto a concentração de óleo pesado e ar que flui na área central do duto tende a deslocar-se em direção a parede superior, sem no entanto entrar em contato com ela. Observa-se, também, a diluição do núcleo do ar em torno do diâmetro interno do duto.

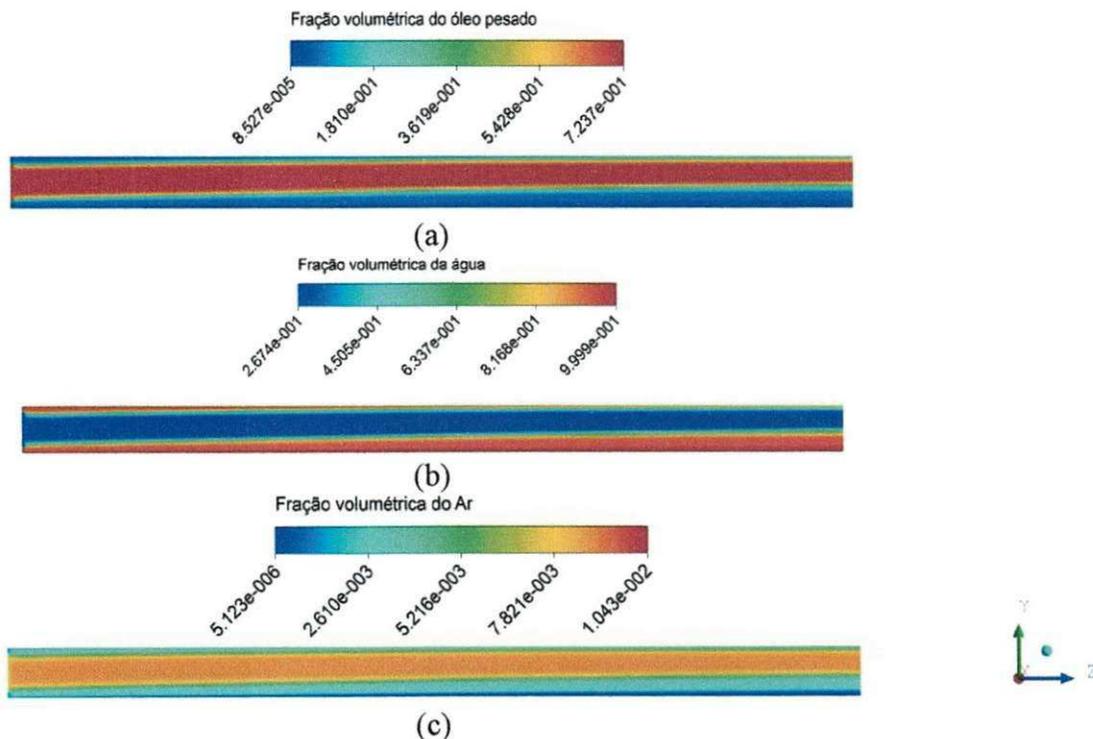


Figura 4.31 - Representação dos campos de fração volumétrica ao longo do interior do duto, para o caso 18, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

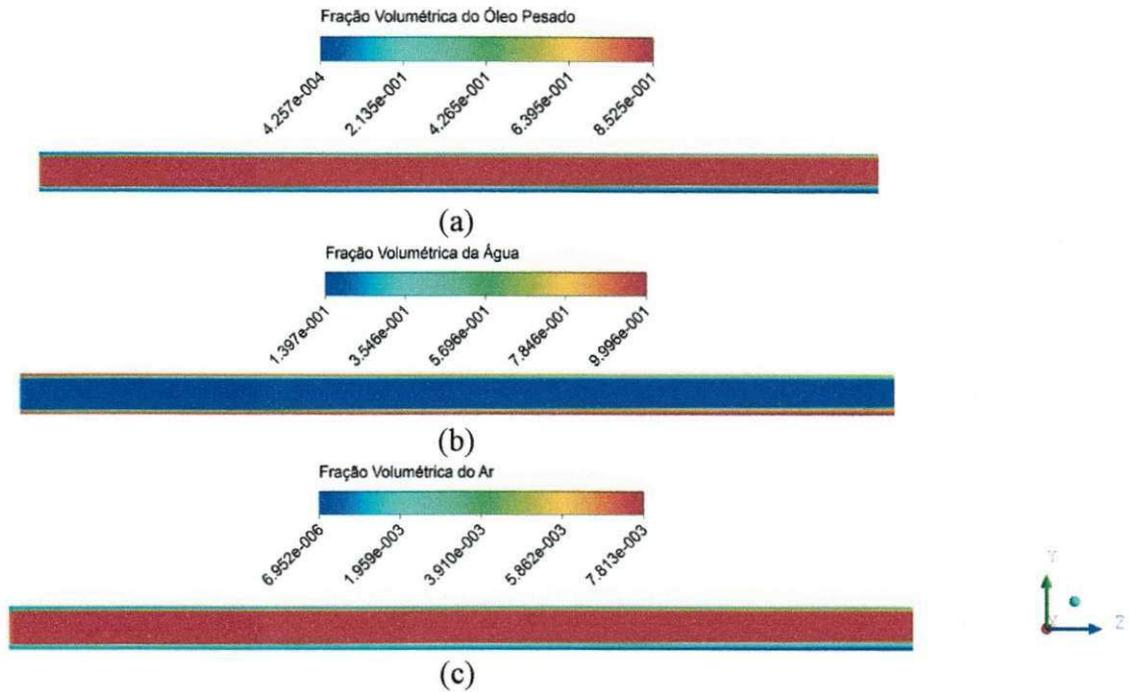


Figura 4.32 - Representação dos campos de fração volumétrica ao longo do interior do duto, para o caso 19, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.

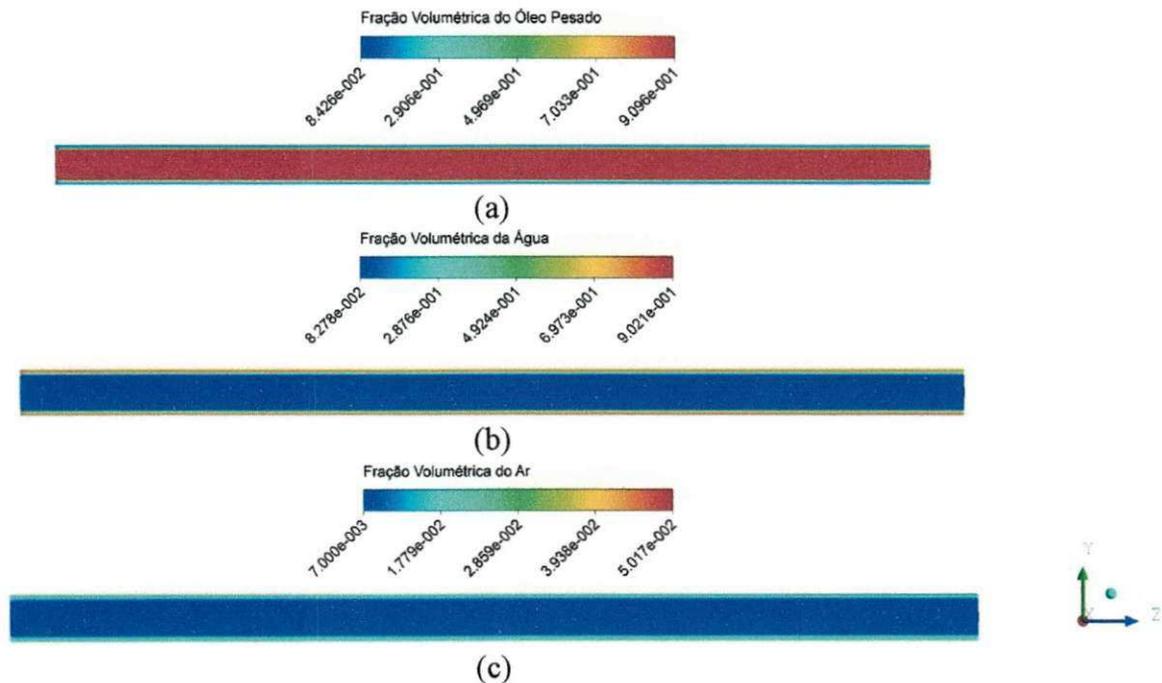


Figura 4.33 - Representação dos campos de fração volumétrica ao longo do interior do duto, para o caso 20, para as três fases: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

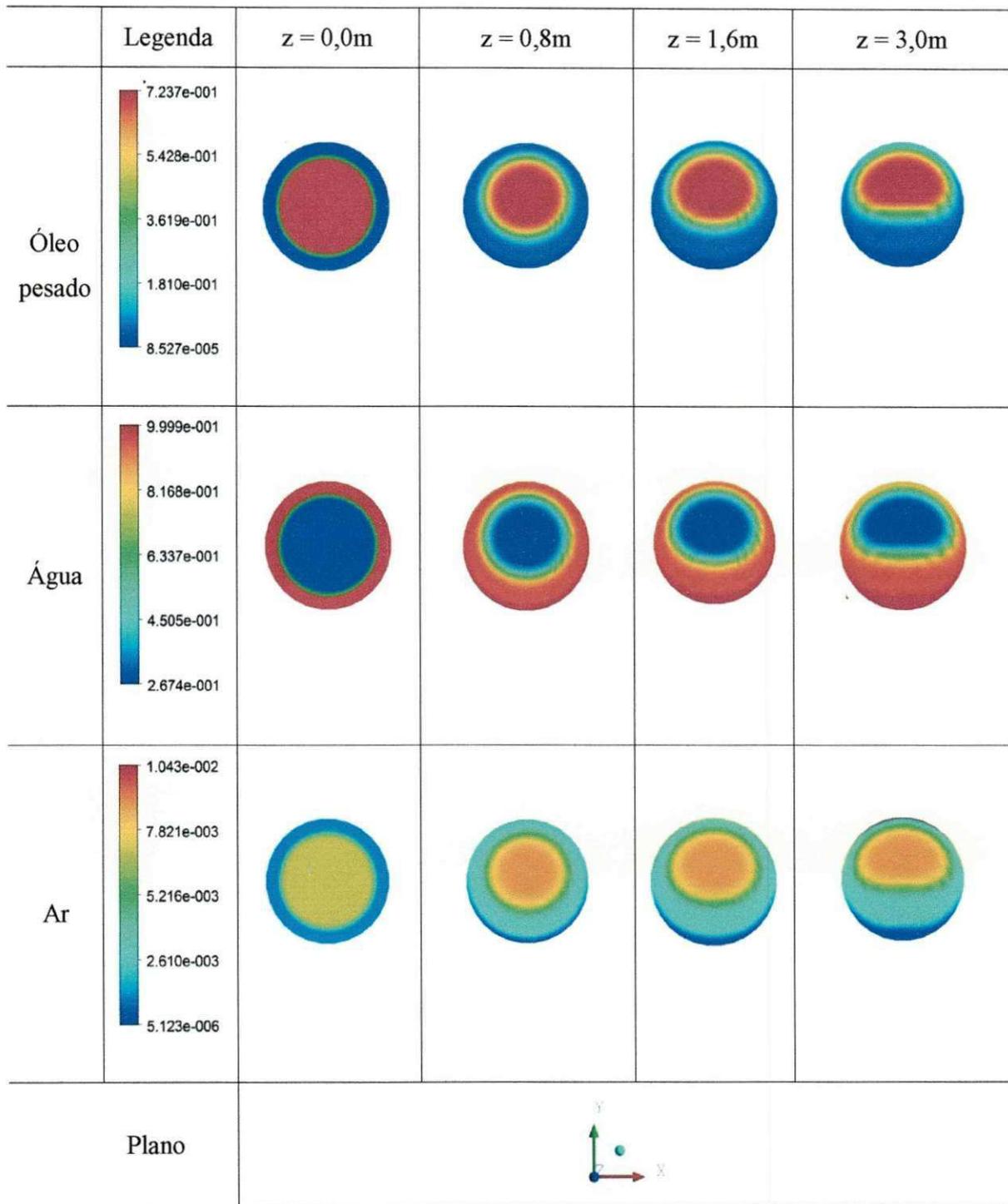


Figura 4.34 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar, sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 18.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

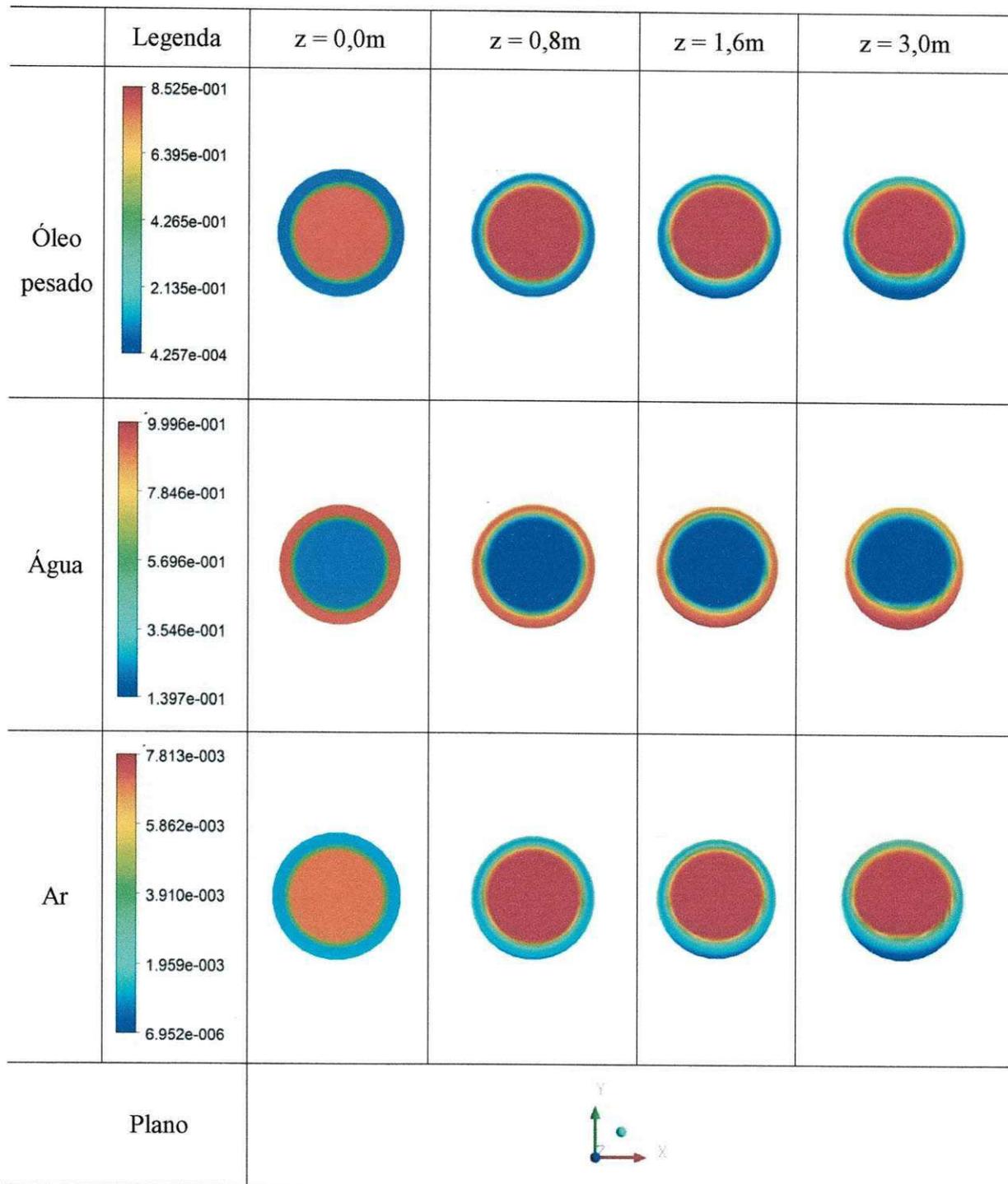


Figura 4.35 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar, sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 19.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

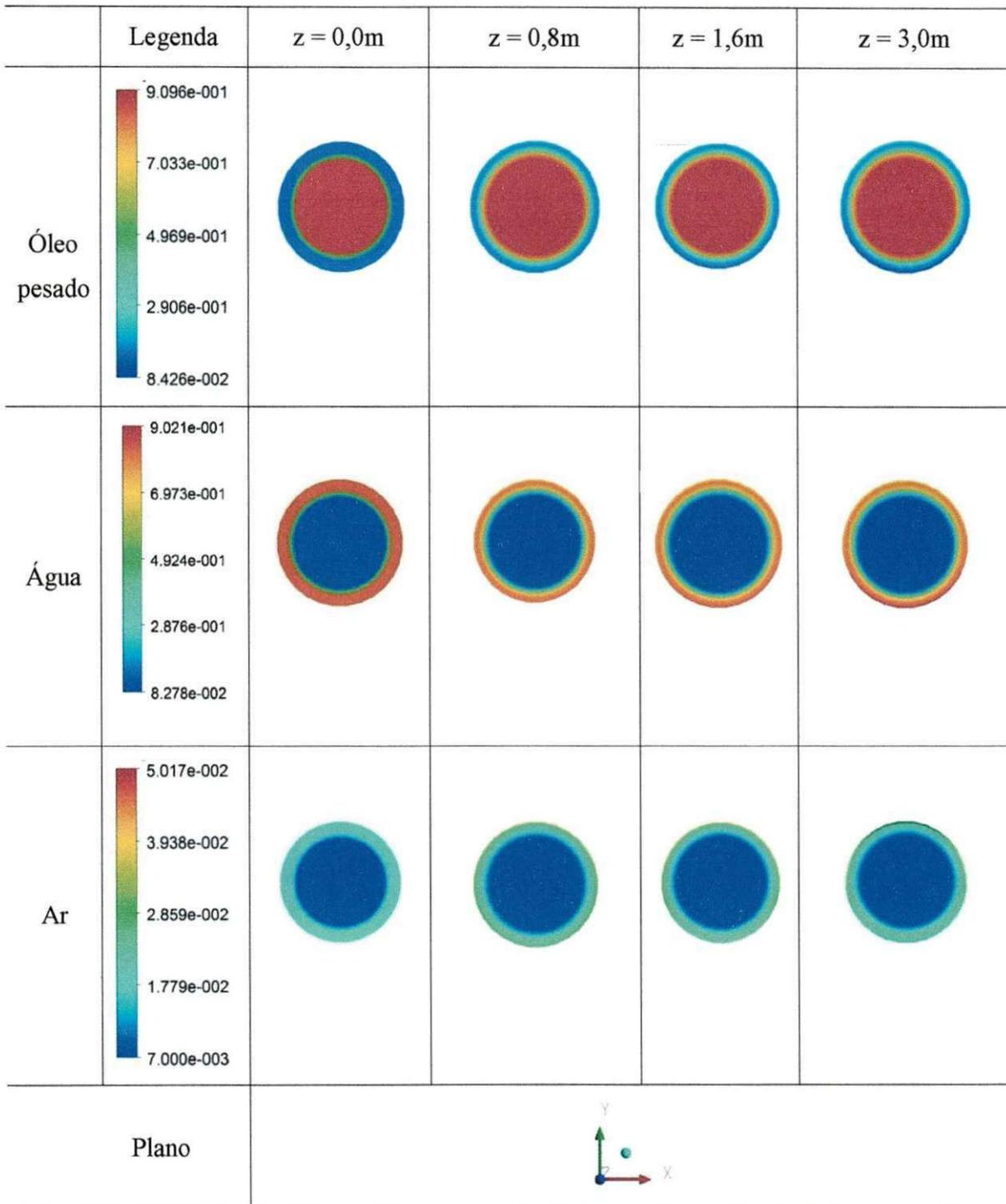


Figura 4.36 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, da água e do ar, sobre o plano xy, em diferentes posições axiais (z), para o caso 20.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

As Figuras 4.37 a 4.39 mostram as distribuições das frações volumétricas das três fases, água (a), óleo pesado (b) e ar (c) em função da posição transversal y , para diferentes posições axiais (z) no interior do duto. Observando - se estas figuras, verifica-se, mais uma vez, a tendência do núcleo de óleo deslocar-se para a parte superior do duto. Ao se analisar as Figuras 4.38 e 4.39c, constata-se a presença do ar com alta fração volumétrica junto à parede superior do duto.

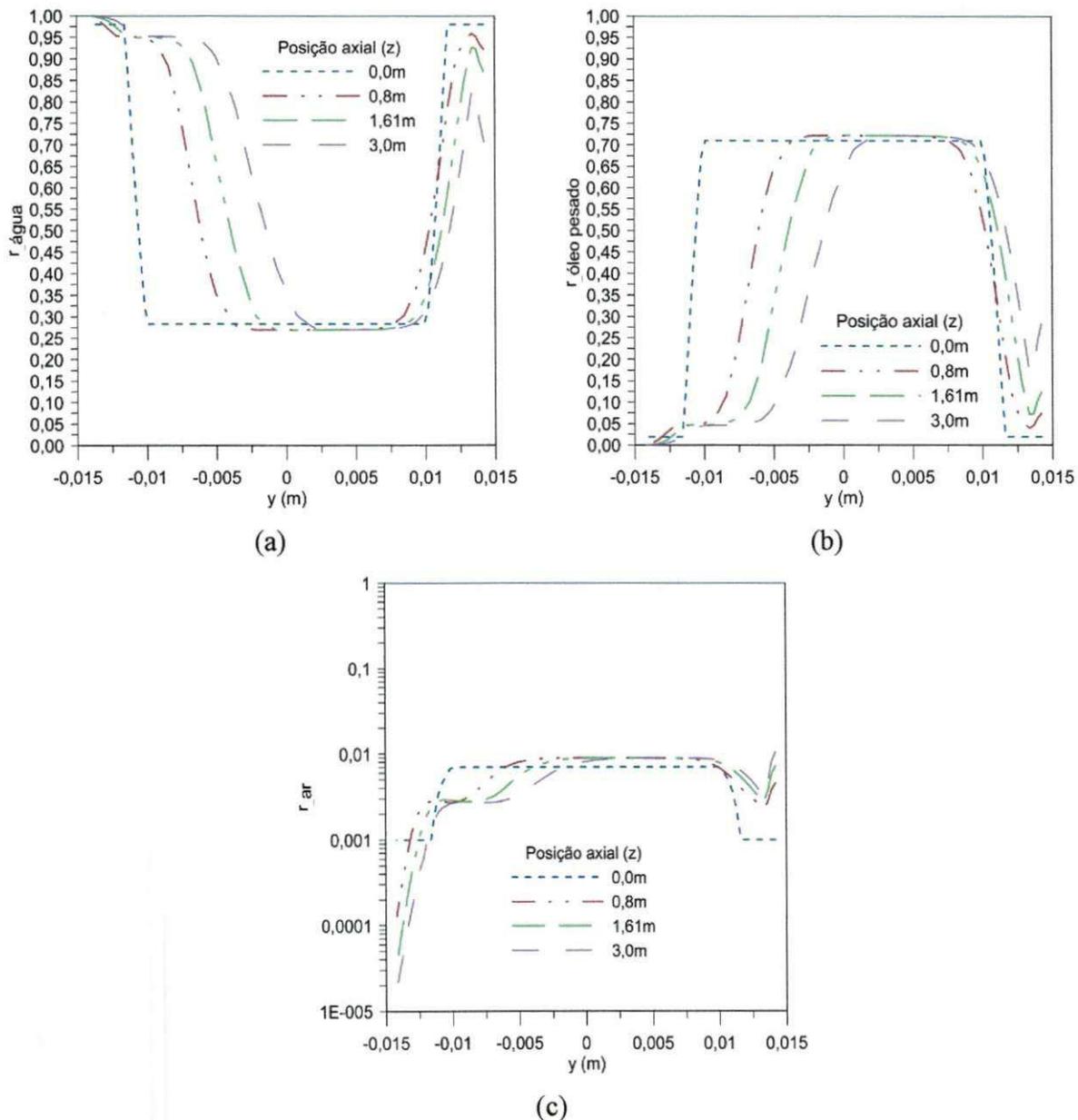


Figura 4.37 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 18).

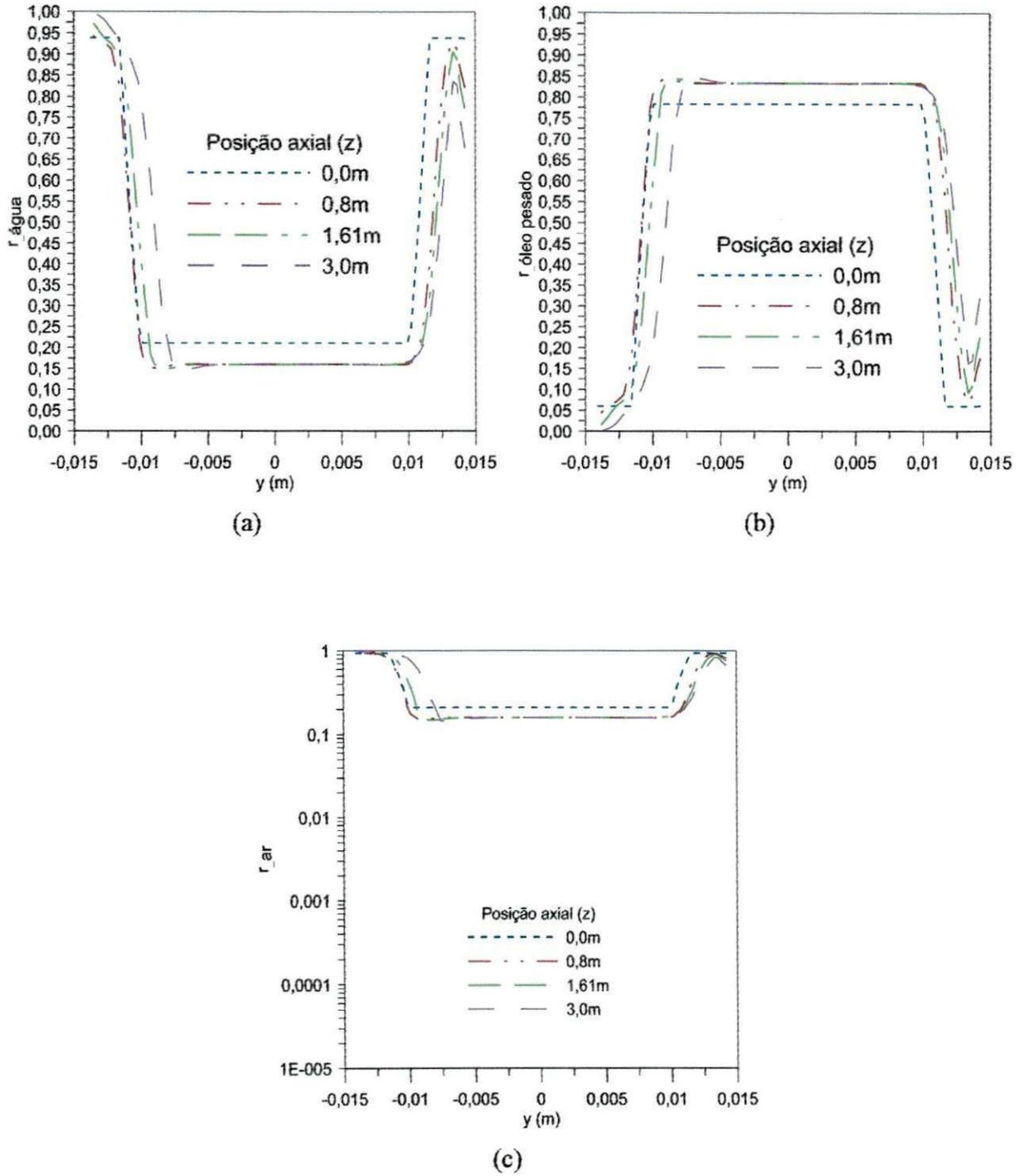


Figura 4.38 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 19).

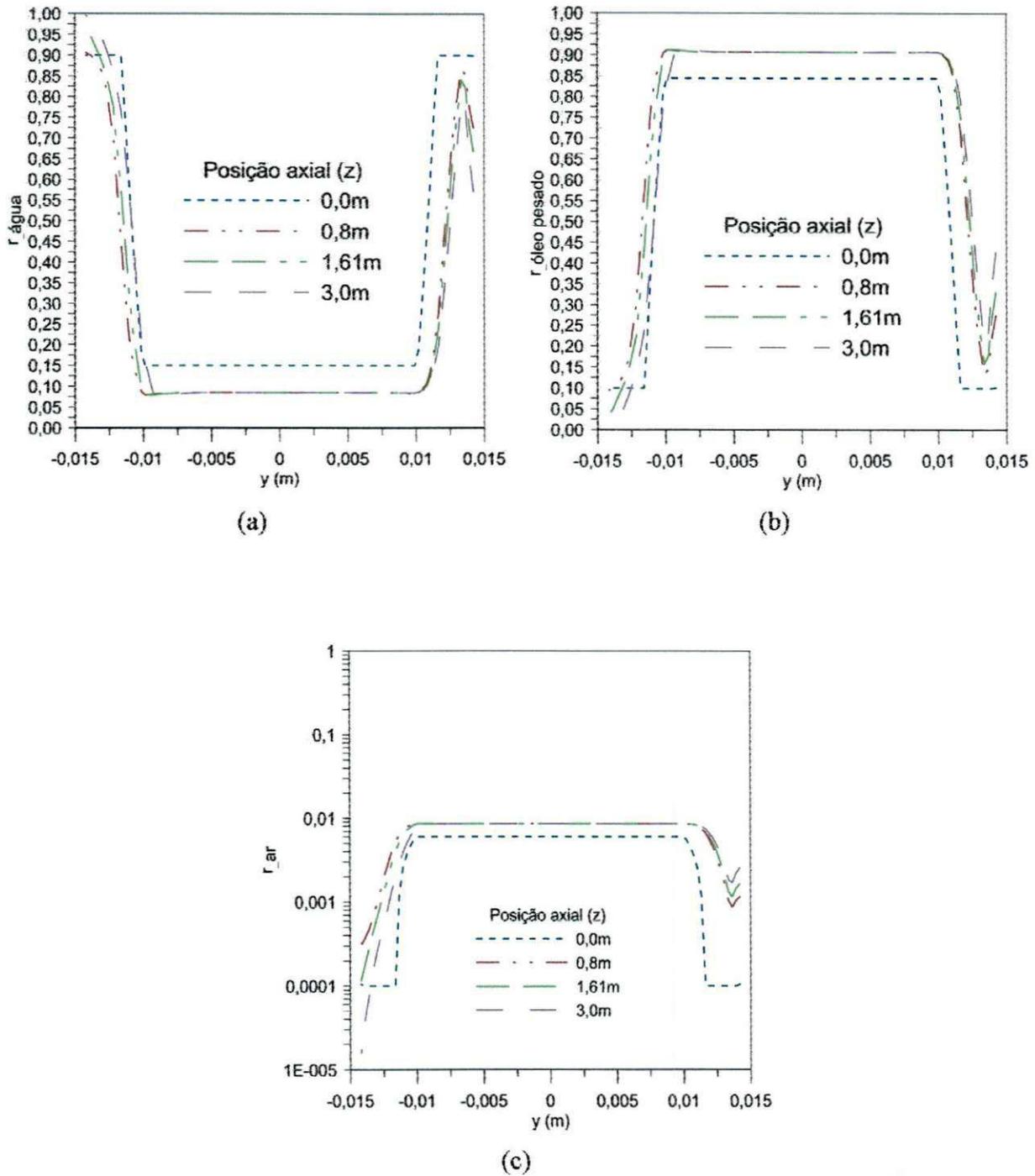


Figura 4.39 - Distribuição das frações volumétricas da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c) em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$ (caso 20).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nas Figuras 4.40 a 4.45, são ilustradas as distribuições das velocidades superficiais e reais dos fluidos em função da posição transversal y , para diferentes posições axiais (z). A análise destas figuras mostra que os fluidos apresentam o mesmo comportamento observado nas Figuras 4.16 a 4.23, onde, os fluidos, após a entrada, passam a escoar com a mesma velocidade real, ou seja, passam a ser vistos como uma mistura, com o fluido de maior velocidade arrastando os demais ao longo do escoamento.

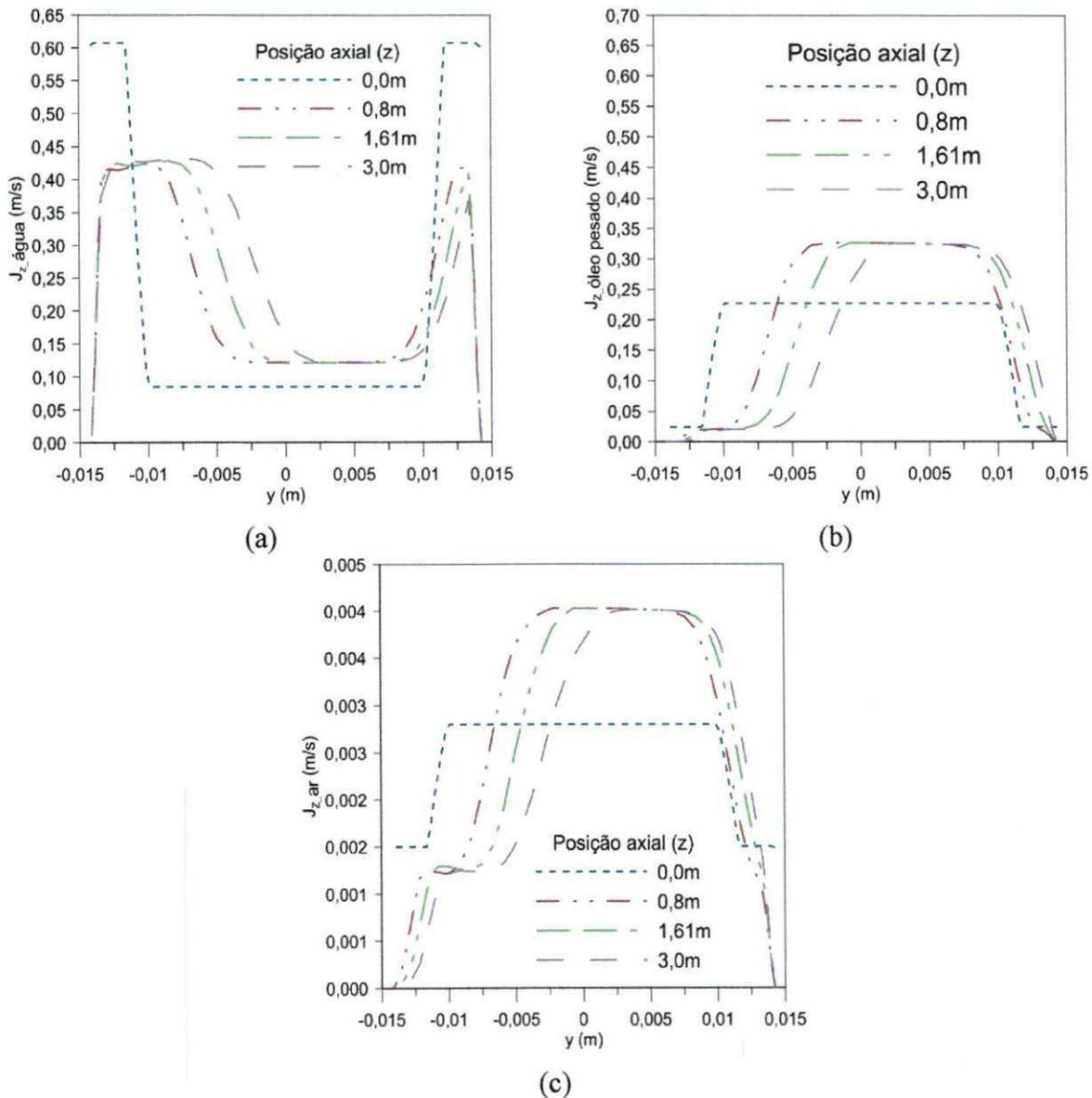


Figura 4.40 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 18.

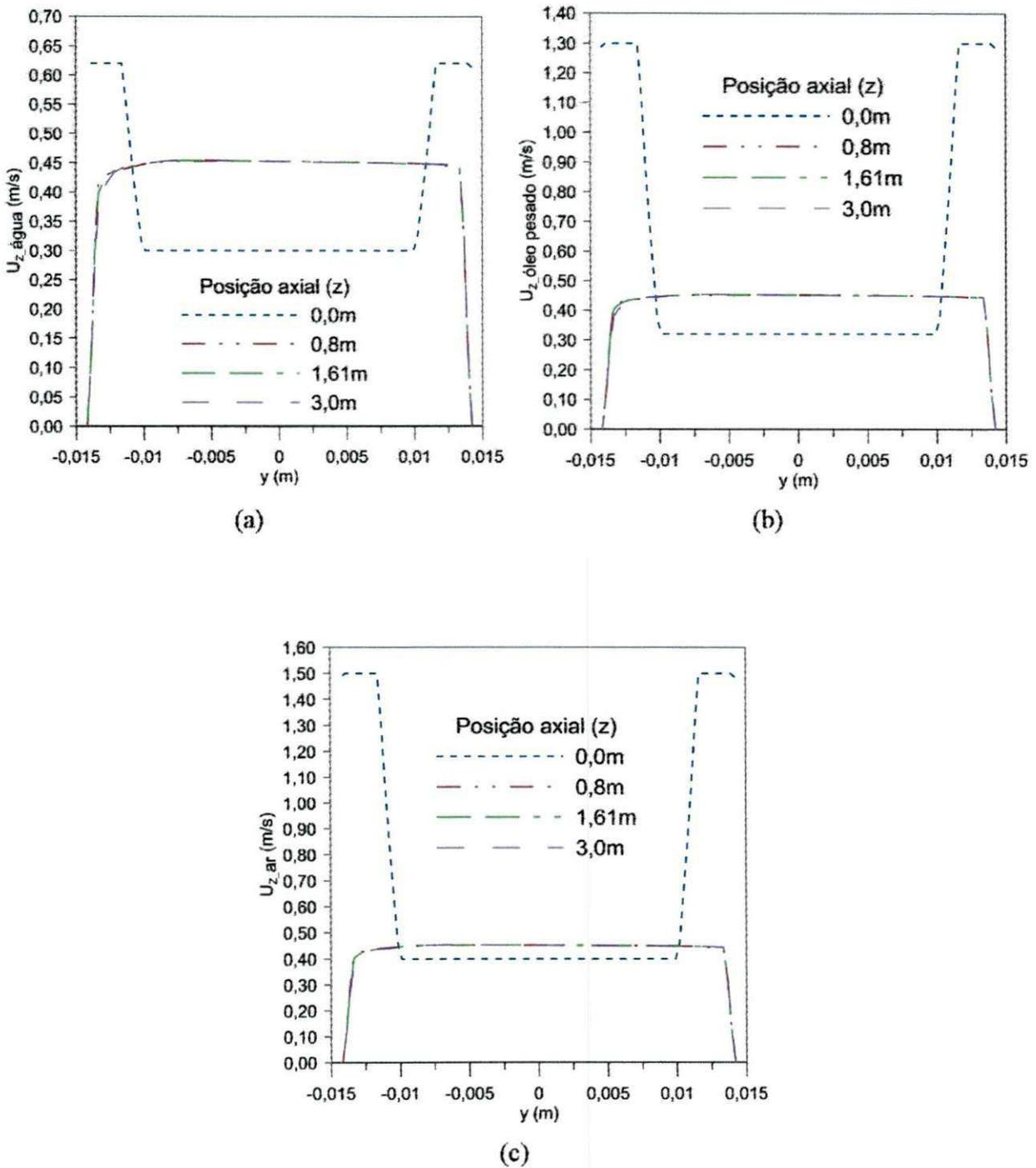


Figura 4.41 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 18.

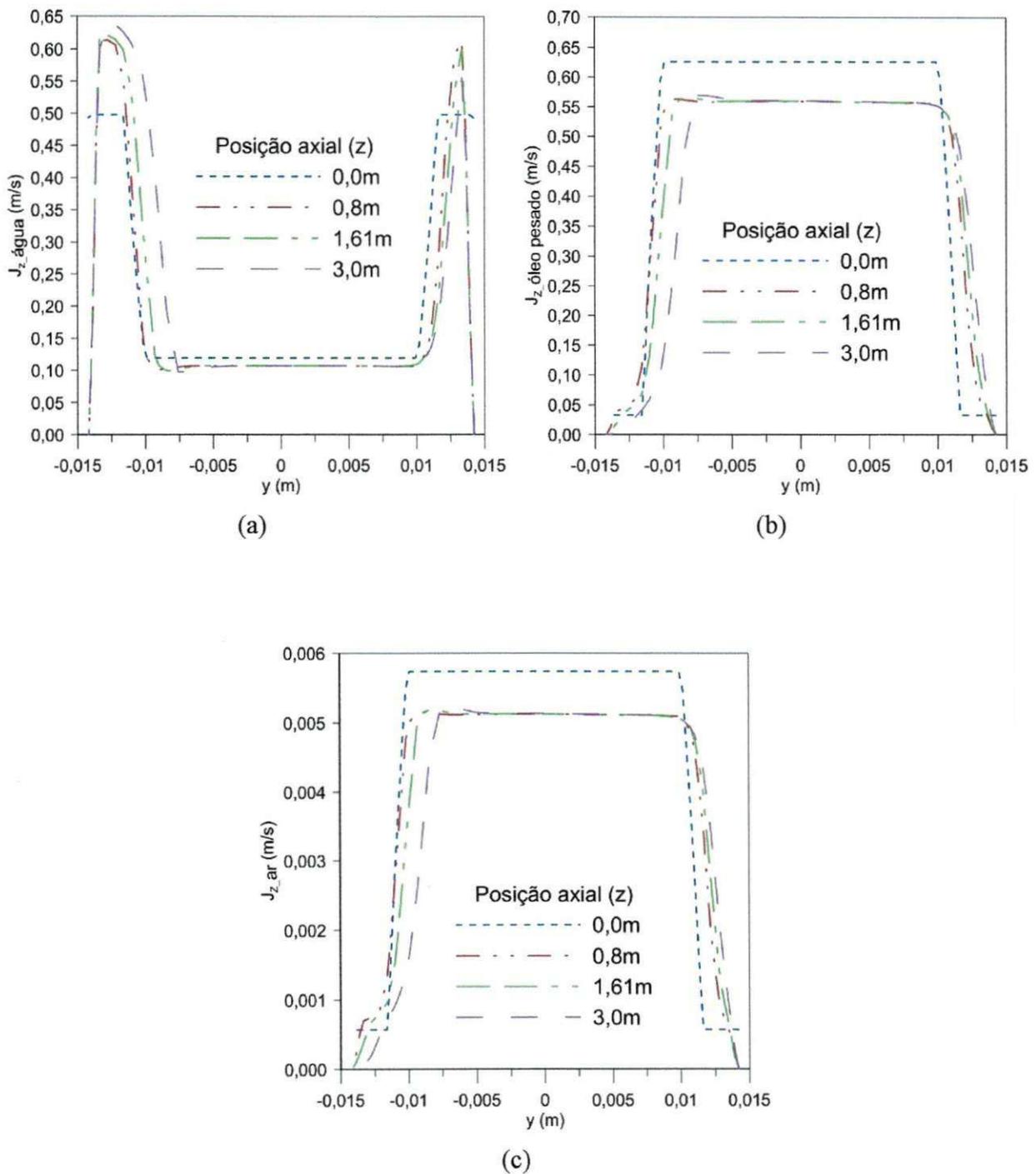


Figura 4.42 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 19.

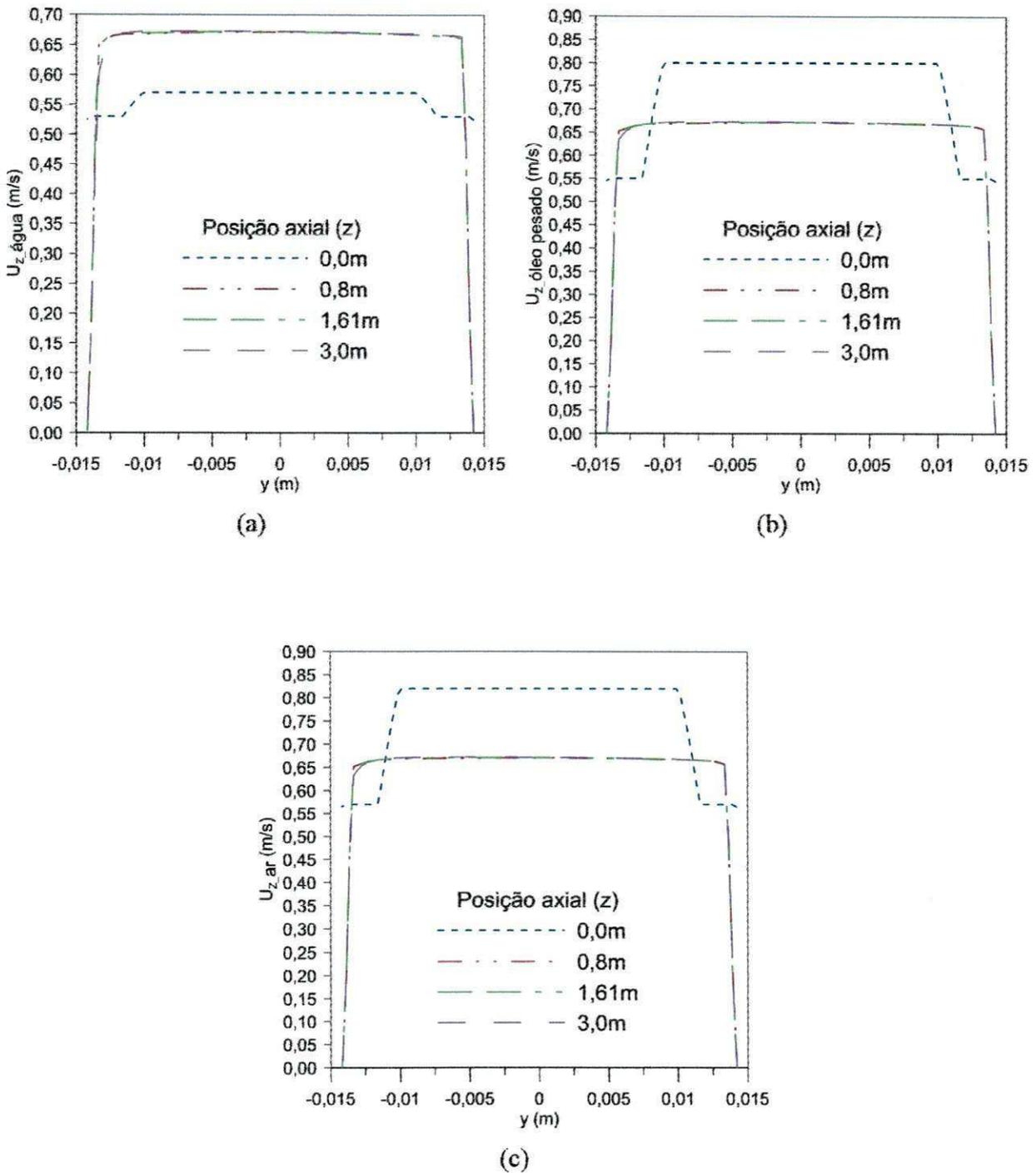


Figura 4.43 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 19.

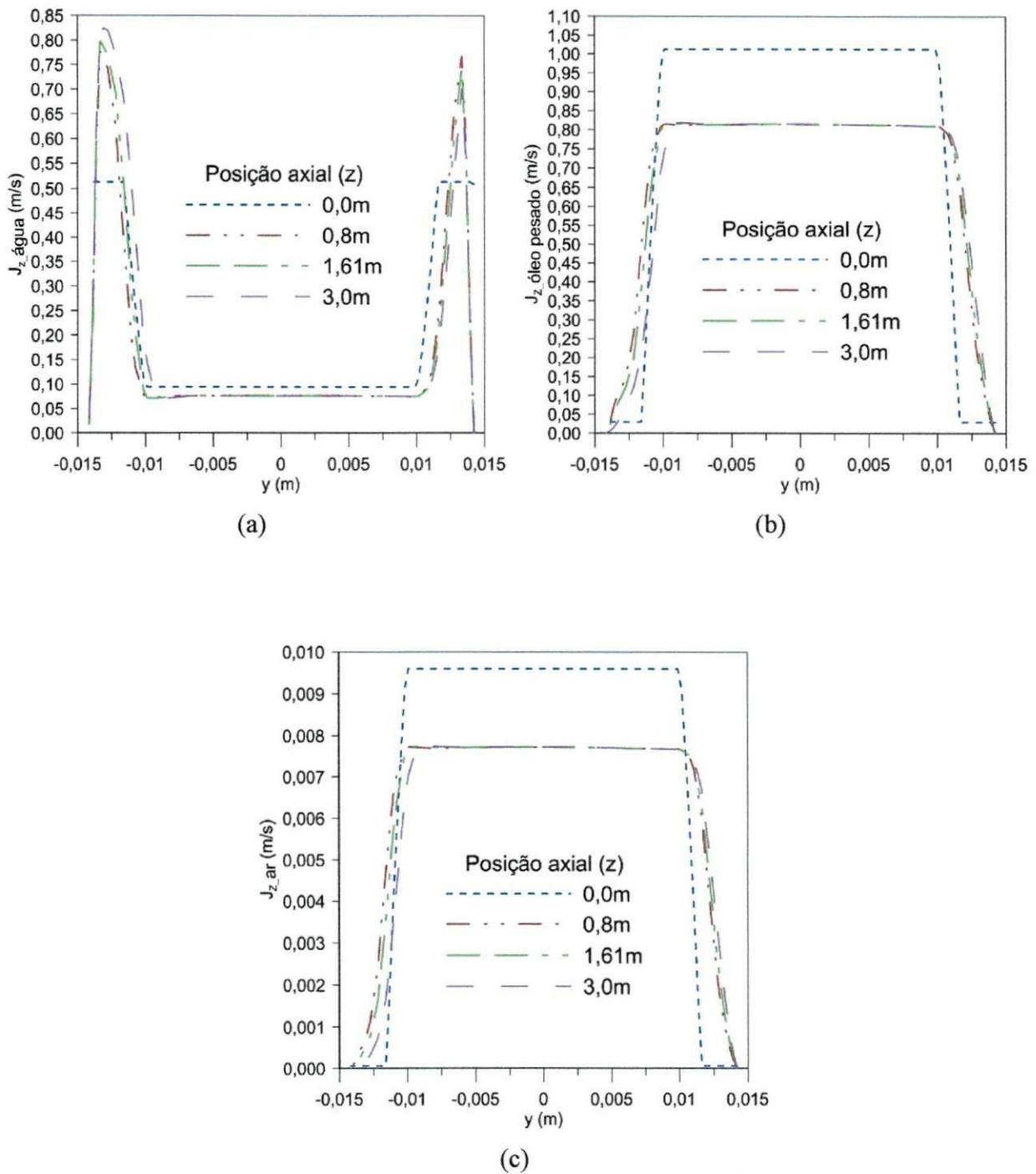


Figura 4.44 - Distribuição das velocidades superficiais da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 20.

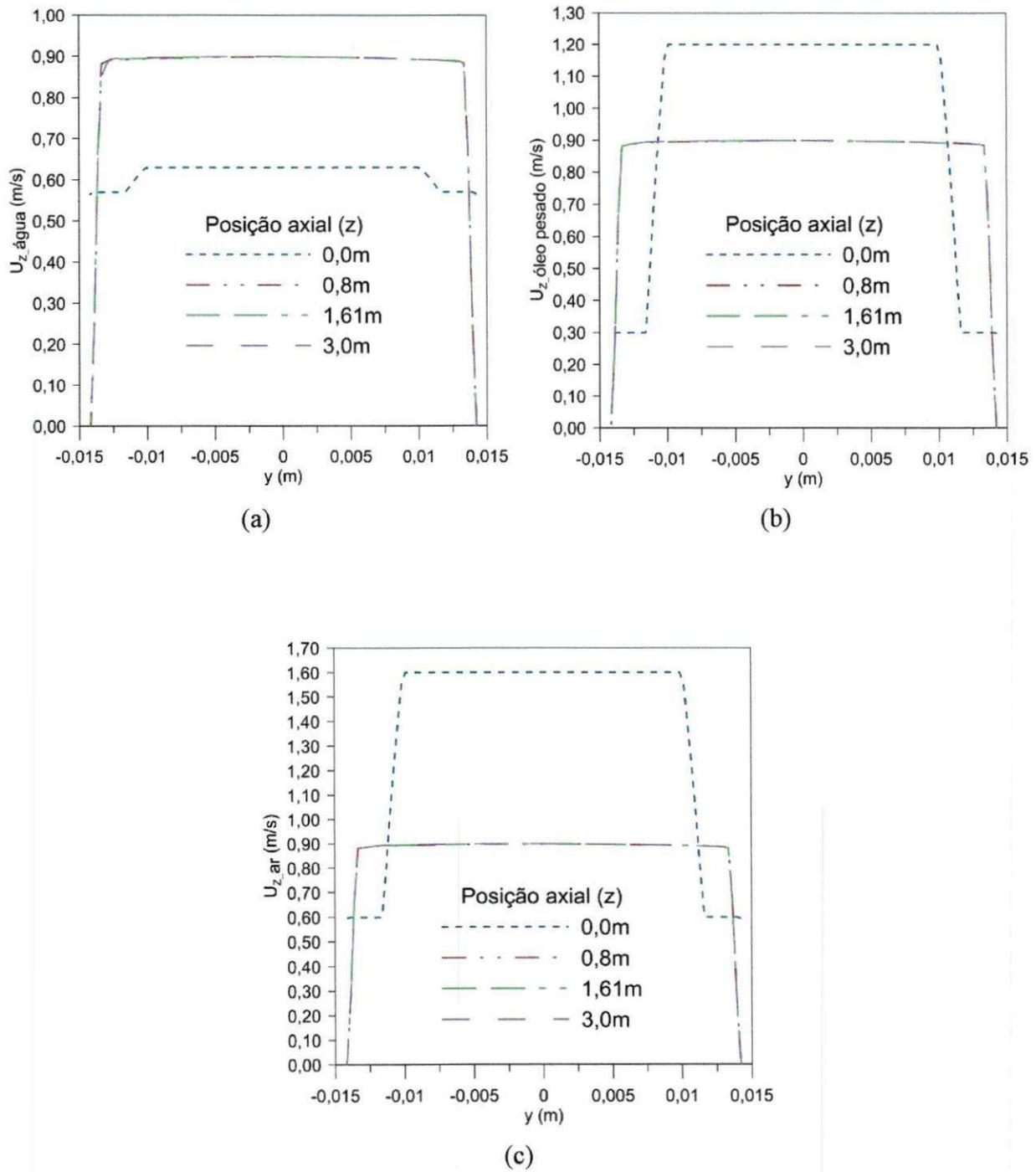


Figura 4.45 - Distribuição das velocidades reais da água (a), do óleo pesado (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 20.

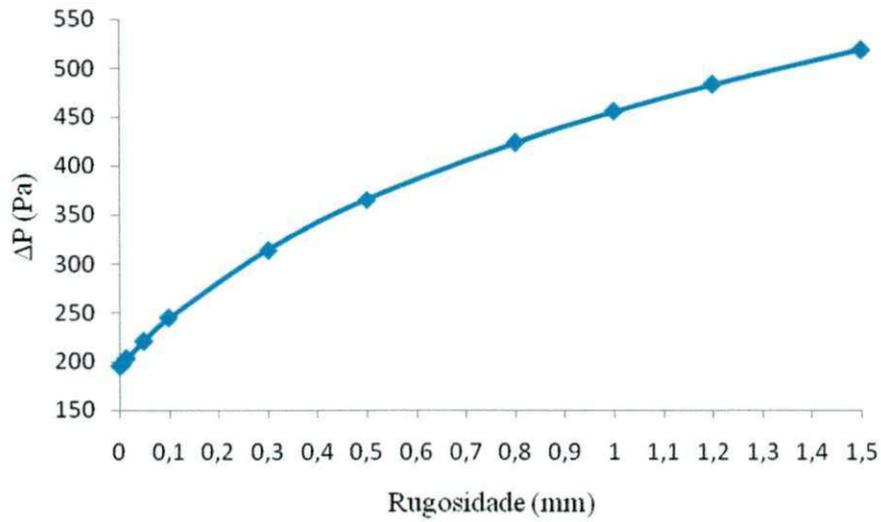
4.4.2 Efeito da rugosidade da parede do duto na queda de pressão (sistema isotérmico)

Nas Figuras 4.46 e 4.47 constam os resultados de queda de pressão em função do aumento da rugosidade do duto.

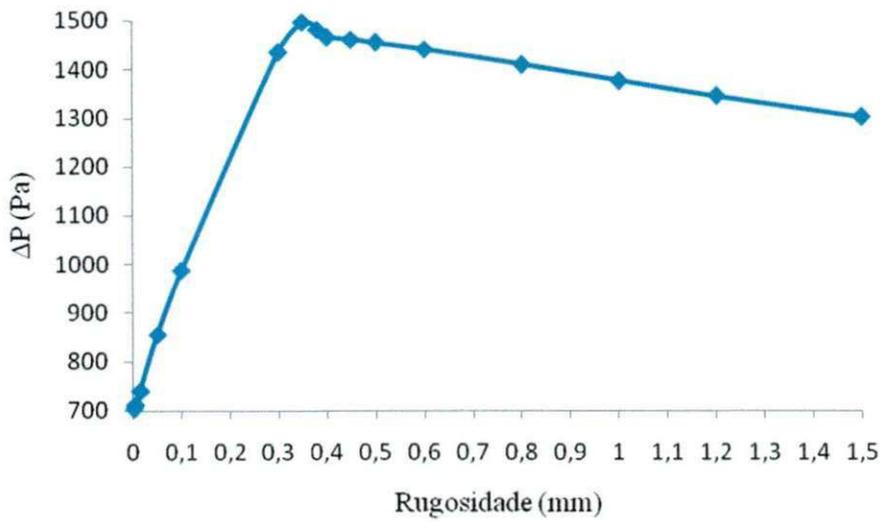
Observando-se a Figura 4.46a (monofásico de água - caso 5: $w_{total} = 0,49 \text{ kg/s}$), pode-se constatar que com o aumento na rugosidade da parede do duto, a queda de pressão do sistema também aumentou, conforme já esperado; uma vez que as asperezas nas paredes internas dos dutos influem na perda de carga dos fluidos em escoamento. Ao se analisar a Figura 4.46b (trifásico-caso 4: $w_{total} = 0,49 \text{ kg/s}$), verifica-se que um aumento na rugosidade da superfície interna do material que constitui o duto, na faixa compreendida entre 0,001 e 0,35 mm, proporciona uma maior queda de pressão, indicando que a superfície interna do duto apresenta uma característica oleofilica/hidrofóbica. No entanto, aumentando-se ainda mais a rugosidade, constata-se que, para a faixa compreendida entre 0,35 e 1,5 mm, a superfície apresenta um comportamento hidrofílico/oleofóbico, aumentando a eficiência do sistema, pois a queda de pressão diminuiu.

Segundo Silva (2003), esse comportamento deve-se a diminuição no valor do ângulo de contato devido ao aumento de área superficial das superfícies mais rugosas. Possivelmente, isso facilita a permanência de água nas ranhuras existentes na parede do duto, o que pode contribuir para uma hidratação muito mais eficiente, proporcionando a formação de um filme de água estável entre o óleo e a superfície sólida.

Por sua vez, analisando-se os resultados apresentados para o terceiro conjunto de simulações (Figura 4.47), que corresponde ao escoamento trifásico (caso 1) com vazão mássica diferente dos dois primeiros ($w_{total} = 0,24 \text{ kg/s}$), verifica-se que o comportamento foi semelhante aos obtido para o escoamento trifásico anterior (Figura 4.46b), apenas diferindo quanto a faixa de rugosidade em que a superfície do duto assume características diferentes (hidrofílico/oleofóbico ou oleofilica/hidrofóbica). Assim, para a faixa compreendida entre 0,001 e 0,5 mm, a superfície apresenta característica oleofilica/hidrofóbica, uma vez que a queda de pressão aumentou, e para a faixa compreendida entre 0,5 e 1,5 mm, a superfície apresenta um comportamento hidrofílico/oleofóbico, aumentando a eficiência do sistema, uma vez que a queda de pressão diminuiu.



(a)



(b)

Figura 4.46 – Queda de pressão, em função da rugosidade do duto, para o escoamento: (a) monofásico água (caso 5: $w_{total} = 0,49 \text{ kg/s}$) e (b) trifásico (caso 4: $w_{total} = 0,49 \text{ kg/s}$).

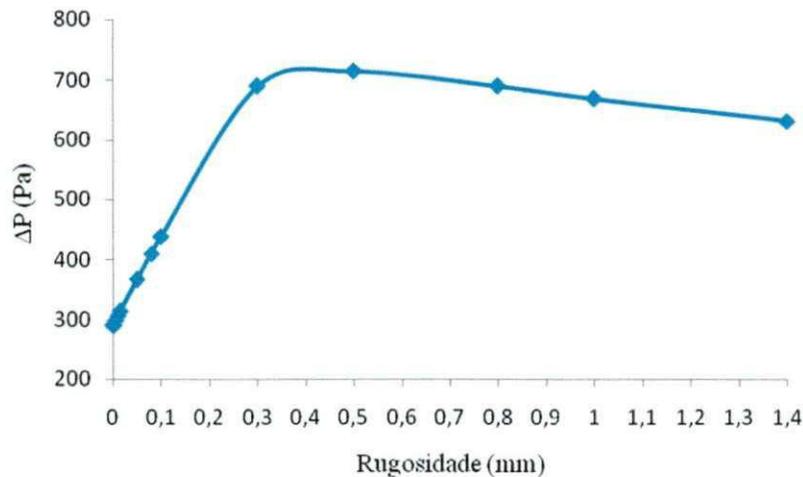


Figura 4.47 – Queda de pressão, em função da rugosidade da superfície interna do duto, no escoamento trifásico, para o caso 1 ($w_{total} = 0,24 \text{ kg/s}$).

Esses resultados indicam a possibilidade de controle dos ângulos de contato através da morfologia da superfície, alterando, portanto, sua molhabilidade, visando proporcionar uma maior eficiência no método “*core-flow*”.

Salienta-se que, em 2004, foi solicitado, pela Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), ao Instituto Nacional da Propriedade Intelectual (INPI), sob o número do pedido PI0405324-9, a patente de um "Processo de obtenção de superfícies tubulares rugosas para elevação e escoamento de petróleo ultraviscoso lubrificado com água". Esse processo consiste na obtenção de superfícies hidrofílicas e/ou oleofóbicas, capazes de evitar a absorção de petróleo em superfícies metálicas utilizadas em seu transporte. Mais especificamente, essas superfícies são obtidas pelo aumento da rugosidade superficial de aços através de um processo mecânico, preferencialmente de lixamento, que causa a redução do ângulo de contato e a conseqüente diminuição da aderência do óleo na superfície metálica, que poderia levar à obstrução da área de seção, prejudicando ou impedindo o transporte. Assim, as superfícies obtidas tornam-se passíveis de serem empregadas em tubulações para transporte de óleos pesados, utilizando a técnica de “*core-flow*”.

Cabe ressaltar que esse processo dispensa o uso de reagentes químicos e também que a superfície tratada não sofre desgaste pelo escoamento do óleo ao longo do tempo, mantendo o

seu caráter hidrofílico/oleofóbico e evitando a aderência do óleo na superfície, o que permite que a linha de bombeamento possa ser utilizada por um longo período.

Conclusões semelhantes foram obtidas por Silva (2003), ao verificar que mudanças na molhabilidade de superfícies internas de dutos, obtidas, por exemplo, pela alteração de sua rugosidade, podem minimizar os problemas de aderência do óleo na superfície das tubulações usadas no transporte via "core-flow".

Conclui-se, portanto, com base no que foi exposto, que o modelo multifásico utilizado nesta pesquisa conseguiu captar adequadamente os efeitos da variação da rugosidade da superfície interna do duto sobre a queda de pressão no sistema. Apresentando resultados numéricos que são corroborados por resultados experimentais e pelas especulações teóricas apresentadas por Silva (2003). Contudo, devido a complexidade do fenômeno e a, praticamente inexistente, disponibilidade de informações sobre este tema, recomenda-se que novas e mais aprofundadas pesquisas sejam direcionadas para este tópico.

4.4.3 Efeito da temperatura (sistema isotérmico)

Na Tabela 4.11 constam os resultados das quedas de pressão para os casos 18, 19 e 20, obtidos das simulações realizadas na temperatura de 333 K.

Observando os resultados desta tabela, constata-se que as quedas de pressão obtidas na temperatura de 333 K foram menores do que as referentes a temperatura de 298 K. De fato, este resultado já era esperado, pois, para os casos simulados com temperatura de 333 K, a temperatura do óleo é maior, logo sua viscosidade é menor e, em consequência, a queda de pressão provocada pelo óleo durante o escoamento também será menor.

Tabela 4.11 – Comparação entre os resultados das quedas de pressão, obtidas das simulações dos casos 18, 19 e 20, nas temperaturas de 298 e 333 K.

Casos	ΔP (Pa)	
	T=298 K	T=333 K
18	260	215
19	471	416
20	818	709

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A viscosidade dinâmica do óleo pesado a 333 K foi igual a 3,10 Pa.s. Este valor foi obtido pelo CFX, a partir da equação 3.15 (item 3.5), utilizada para representar a correlação entre a viscosidade do óleo e a temperatura. Por meio deste resultado, pode-se constatar que o valor da viscosidade corresponde ao esperado, pois à medida que a temperatura do óleo aumentou (de 298 K para 333 K) sua viscosidade diminuiu.

Ante o exposto, infere-se que o modelo utilizado conseguiu captar adequadamente a variação da viscosidade do óleo pesado e da queda de pressão em função da variação de temperatura do sistema.

4.4.4 Efeito da transferência de calor (sistema não-isotérmico)

A Figura 4.48 apresenta o campo de pressão para o caso 21, simulado a partir das condições de fronteira especificadas para o caso 2 (Tabela 4.1), porém, considerando-se o sistema não-isotérmico. Observando-se esta figura, verifica-se que a queda de pressão foi igual a 726 Pa, maior que a obtida para o sistema isotérmico a temperatura de 298 K (656 Pa - Tabela 4.1). Este fato é atribuído ao aumento da viscosidade do óleo à medida que este fluido se aproxima das paredes do duto (Figura 4.49), pois, como a parede do duto está em uma temperatura mais baixa (283 K), ocorre redução da temperatura média do sistema (água-óleo pesado-ar) e, em consequência, aumento da viscosidade do óleo.

Na Figura 4.49 também pode ser verificado que a medida que o óleo se aproxima da área central do duto, onde a temperatura do fluido é mais elevada, sua viscosidade diminui. Porém, o efeito do aumento da viscosidade na região próxima a parede do duto se sobrepõe e, em consequência, resulta no aumento da queda de pressão no sistema.

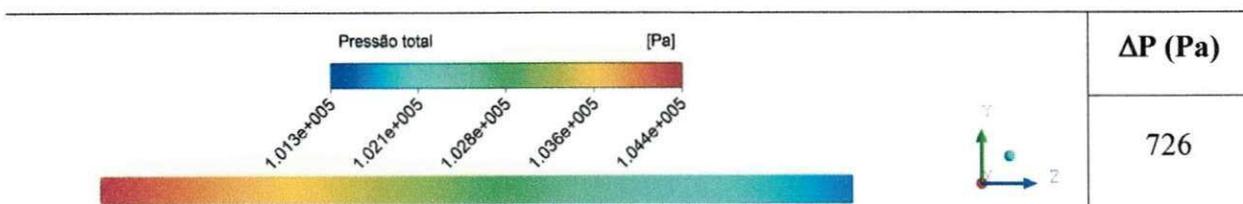


Figura 4.48 – Campo de pressão sobre o plano yz, para o caso 21.

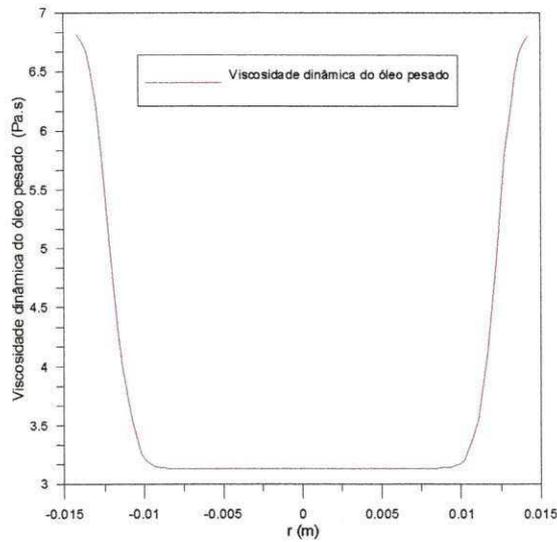


Figura 4.49 – Viscosidade dinâmica do óleo pesado, em função da posição transversal (y), em $z = 0,8$ m, para o caso 21 (sistema não-isotérmico).

Na Figura 4.50, tem-se a distribuição das frações volumétricas do óleo pesado (Figura 4.50a), da água (Figura 4.50b) e do ar (Figura 4.50c). Observando-se esta figura, constata-se que, assim como para o caso 2 (Figura 4.4), o ar passa a fluir junto às paredes do duto.

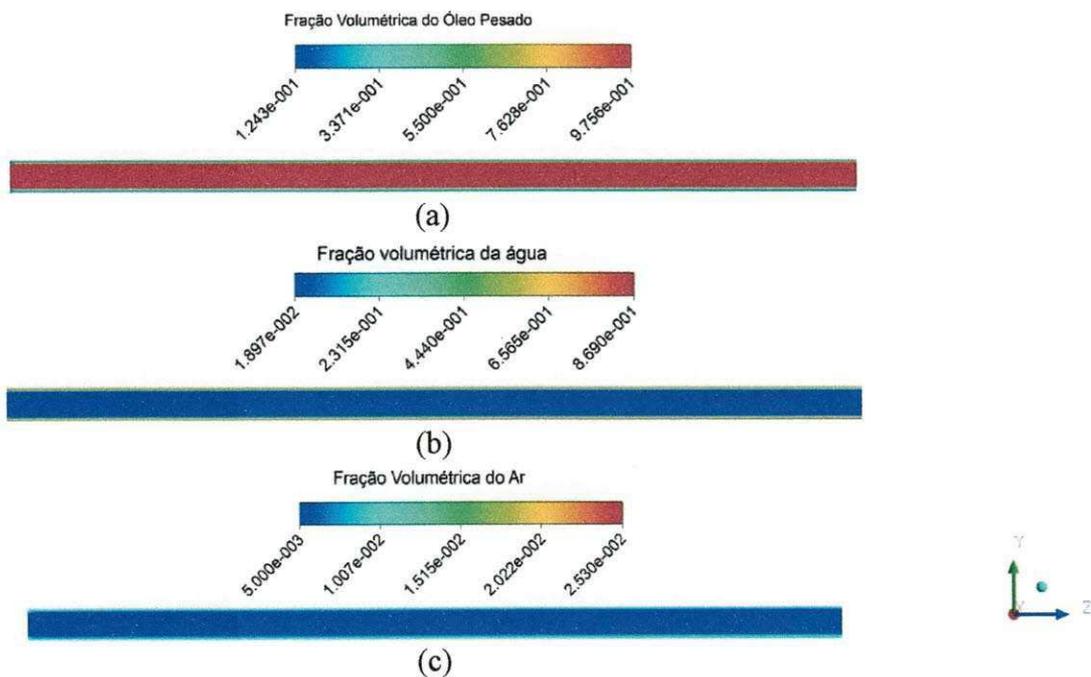


Figura 4.50 - Representação dos campos de fração volumétrica ao longo do interior do duto, para as três fases do caso 21: (a) óleo pesado, (b) água e (c) ar.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Figura 4.51 mostra a viscosidade dinâmica do óleo pesado em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z). Observando-se esta figura, constata-se que a medida que o escoamento se desenvolve, na região central do duto, a viscosidade se mantém constante e relativamente baixa, pois a temperatura do óleo é alta ($T=333\text{K}$). No entanto, na região próxima a parede, onde se encontra o anel de água, na temperatura de 298K , e a parede, com temperatura de 283K , as diferenças de temperaturas entre os fluidos e a parede favorecem ao equilíbrio térmico numa temperatura menor que a temperatura inicial do óleo (Figura 4.52), provocando o seu resfriamento na região próxima a parede e, em consequência, o aumento da viscosidade.

Observa-se, também, que a medida que o escoamento se desenvolve, na região próxima a parede, o óleo vai se resfriado (Figura 4.52 b), conseqüentemente sua viscosidade vai aumentando nesta região e ao longo da tubulação, aumentando a queda de pressão no sistema.

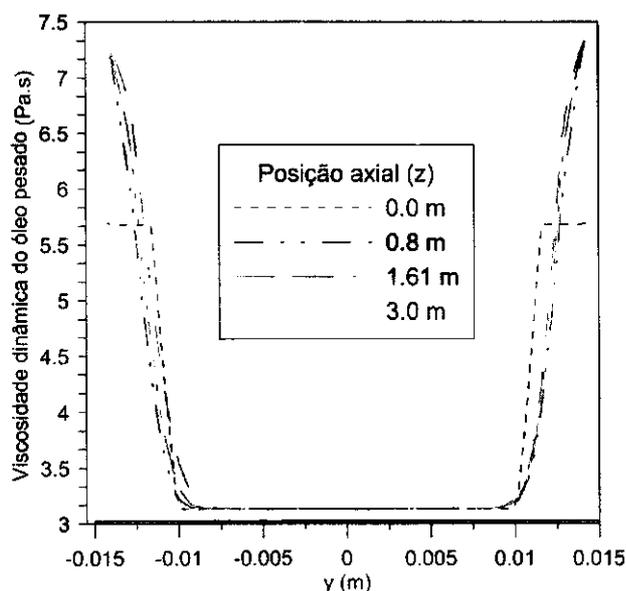


Figura 4.51 – Viscosidade dinâmica do óleo pesado, em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z), para o caso 21 (sistema não-isotérmico).

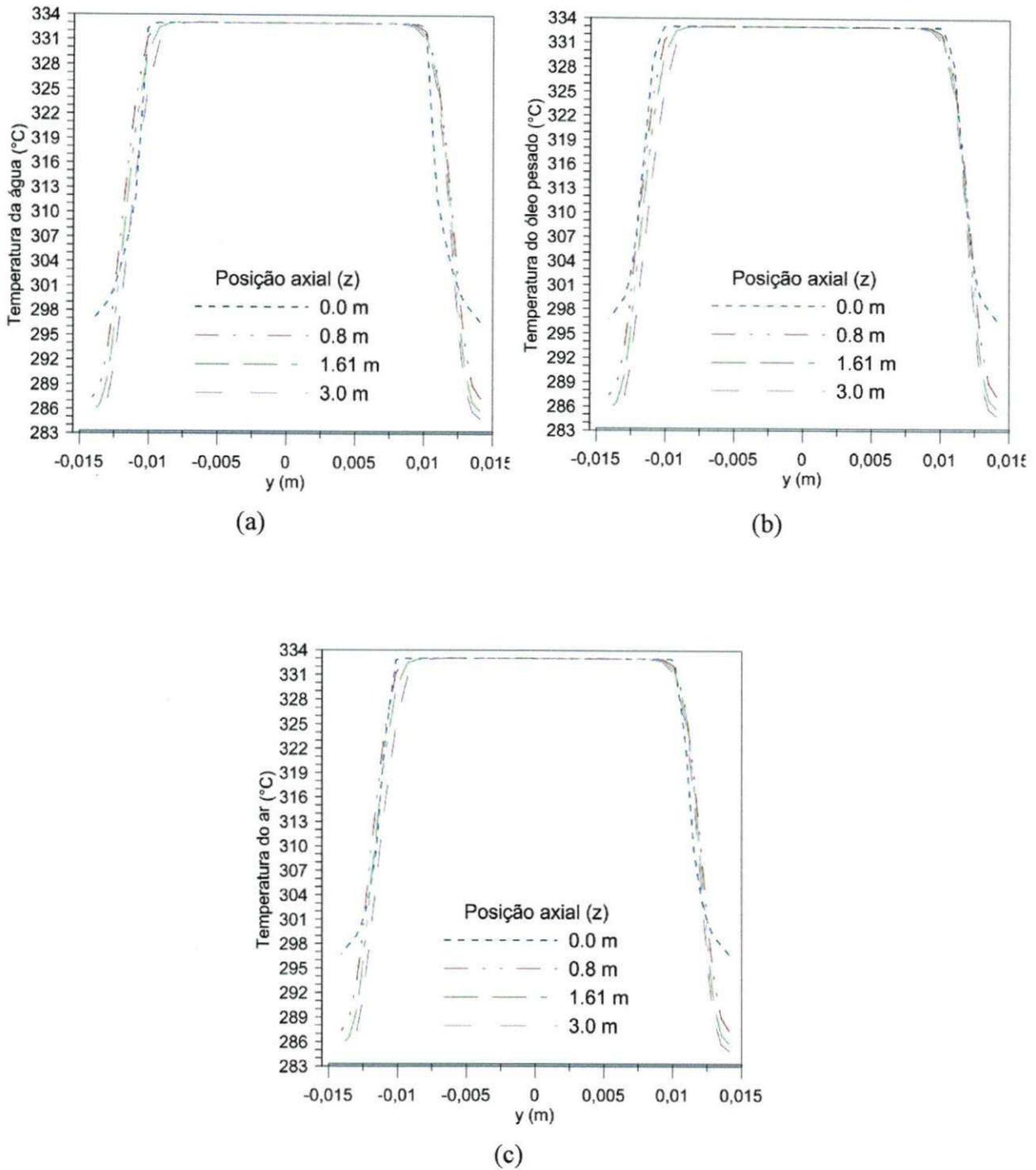


Figura 4.52 - Distribuição das temperaturas da água (a), do óleo (b) e do ar (c), em função da posição transversal (y), para diferentes posições axiais (z) e $x = 0$, para o caso 21 (sistema não-isotérmico).

CAPÍTULO V

CONSIDERAÇÕES FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 – Considerações finais

Nesse trabalho, foi realizado um estudo numérico dos fenômenos associados ao escoamento trifásico água-óleo pesado-ar do tipo “*core-flow*”. Diante dos resultados obtidos, pode-se concluir que:

- A modelagem multifásica adotada foi adequada para representar a física do escoamento trifásico água-óleo pesado-ar, já que os resultados de queda de pressão, obtidos numericamente, apresentaram boa concordância com os resultados experimentais obtidos por Trevisan (2003), com um erro máximo de 7,3 %.
- O modelo multifásico adotado mostrou-se adequado para representar o escoamento monofásico dos fluidos água e óleo pesado, uma vez que não só os perfis de velocidade, obtidos numericamente, apresentaram comportamento semelhante com os obtidos via solução analítica, mas também as quedas de pressão apresentaram resultados muito próximos.
- A técnica “*core-flow*” mostrou-se eficiente para o transporte de água-óleo pesado-ar, pois apesar da presença da fase gasosa aumentar a queda de pressão, quando comparado ao escoamento bifásico água-óleo pesado, ela apresentou uma queda de pressão bem menor quando comparado ao escoamento monofásico de óleo.
- Os maiores gradientes de pressão encontram-se na região de entrada do duto, onde ocorre a injeção dos fluidos. A partir do desenvolvimento hidrodinâmico, estes gradientes tornam-se constantes, possibilitando, dessa forma, que sejam feitas estimativas para determinação de queda de pressão para tubulações de maiores comprimentos.

CONSIDERAÇÕES FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- A presença de gradientes de pressão, provocados pela parede do duto, sobre o núcleo do óleo, sugere a presença de ondas na interface núcleo de óleo-espaço anular, supostamente responsáveis pela lubrificação da superfície interna do duto.
- A excentricidade do núcleo de óleo é resultado da diferença entre a densidade da mistura presente no núcleo de óleo e da mistura presente no espaço anular, que, por sua vez, é função da razão entre as vazões volumétricas dos fluidos. O equilíbrio da excentricidade do núcleo de óleo ocorre quando o empuxo sobre o núcleo de óleo é compensado pelo gradiente de pressão, exercido pela parede do duto.
- A excentricidade do núcleo de óleo, embora tenha influencia sobre a queda de pressão do sistema, não é o fator preponderante para esta, sendo o seu principal parâmetro de influência o atrito entre os fluidos e a parede da tubulação. A queda de pressão também é diretamente proporcional a razão entre as velocidades superficiais dos fluidos.
- As vazões volumétricas do ar e do óleo pesado exercem forte influência no comportamento do escoamento, influenciando não só no padrão de fluxo como também na queda de pressão.
- Os fluidos água-óleo pesado-ar deslocam-se com a mesma velocidade real (*in situ*), determinada pelo fluido de maior velocidade, comportando-se, assim, como uma mistura.
- A modelagem não isotérmica foi adequada, uma vez que conseguiu captar a influência da variação de temperatura sobre a viscosidade e a queda de pressão no sistema. Assim como a transferência de calor ocorrida entre os fluidos e a parede do duto.
- Os resultados de simulação demonstraram que o modelo adotado conseguiu captar adequadamente o efeito da rugosidade da parede do duto sobre a queda de pressão no sistema. Também verificou-se que é possível proporcionar uma maior eficiência no método “*core-flow*” através do controle das alterações na rugosidade da parede do duto.

5.2 - SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para continuidade desta pesquisa pode-se citar:

- Analisar o comportamento do padrão de fluxo e queda de pressão com o aumento do comprimento, diâmetro e espaço anular do duto.
- Analisar o comportamento do padrão de fluxo e queda de pressão para frações volumétricas maiores.
- Determinar critérios de estabilidade hidrodinâmicas para o escoamento anular, trifásico, no padrão “*core-flow*”.
- Analisar o comportamento do padrão de fluxo do tipo “*core-flow*” para escoamentos trifásicos em dutos verticais, catenárias, curvas e derivações.

REFERÊNCIAS

Alboudwarej, H.; Felix, J.; Taylor, S. Highlighting heavy oil, **Oilfield Review**. 34-53 p., 2006, v. 18, n.2.

ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, Atlas de Energia Elétrica do Brasil. 3ª Edição. Brasília, 2008. Disponível em <http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/petroleo/petroleo.htm>, acessado em junho de 2009.

Andrade, T. H. F. **Estudo numérico do transporte de óleos pesados em tubos lubrificados por água**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande-PB, 2008.

Arney, M.S; Bai, R; Guevara, E; Joseph, DD; Liu K. Friction factor and hold up studies for lubricated pipelining-1. Experiments and correlations. **International Journal of Multiphase Flow**. v. 19, n. 6, p. 1061–1067, 1993.

Bai, R; Chen, K.; Joseph, D.D. Lubricated pipelining: Stability of core annular flow. Part 5: Experiments and comparison with theory. **Journal of Fluid Mechanics**. v. 240, p. 97-132, 1992.

Bai, R.; Kelkar, K; Joseph, D.D. Direct simulation of interfacial waves in a high viscosity ratio and axisymmetric core annular flow. **Journal of Fluid Mechanics**. v. 327, p.1-34, 2000.

Bannwart, A.C. A simple model for pressure drop in horizontal core annular flow, **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences** v. 21, n.2, p. 233-244, 1999.

Bannwart, A.C. Bubble analogy and stabilization of core-annular flow, **Proceedings of the ETCE 2000 & OMAE 2000 Joint Conference - Energy for the New Millenium**, CD-ROM, New Orleans, LA, February, p.14-17, 2000.

REFERÊNCIAS

Bannwart, A.C. Wavespeed and volumetric fraction in core annular flow. **International Journal Multiphase Flow**. v. 24, n. 6, p.961-974, 1998.

Bannwart, A.C. Modeling aspects of oil-water core-annular flows. **Journal of Petroleum Science and Engineering**. v. 32,n. 2 – 4, p.127 - 143, 2001.

Barbosa, A. **Efeitos transientes na perda de carga no escoamento óleo pesado-água em regime anular em duto metálico**, Dissertação (Mestrado em Engenharia de Petróleo) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas - SP, 2004.

Belém, E. Z. G. **Redução de atrito durante o transporte de óleos pesados em curvas**. III Jornada de Trabalho de Conclusão Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande - PB, 2008.

Bentwich, M. Two-phase axial laminar flow in a pipe with naturally curved interface. **Chemical Engineering Science**, v. 31, n. 1, p.71- 76, 1976.

Bensakhria, A.; Peysson, Y.; Antonini, G., Experimental study of the pipeline lubrication for heavy oil transport, **Oil & Gas Science and Technology**, v. 59, n. 5, p. 523-533, 2004.

Bird, R. B.; Stewart, W. E.; Lightfoot, E. N. Transport Phenomena. New York, **Wiler International Edition**, 1960.

Bobok, E.; Magyari, D.; Udvardi, G. Heavy Oil Transport Through Lubricated Pipeline, **SPE Europeam Petroleum Conference**, Milão, Itália, 22-24 de Outubro, 1996.

REFERÊNCIAS

Brauner, N., Two-phase liquid-liquid annular flow, **International Journal of Multiphase Flow**, v. 17, n. 1, p. 5676, 1991.

Briggs, P. J.; Baren, R. P.; Fullylove, R. J. Wright, M. S. **Development of Heavy – Oil Reservoirs**, Journal of Petroleum Technology, v. 40, n.2, p. 206 - 214, 1988.

Broadkey, R. S. The phenomena of fluid motions. **Addison-Wesley Press**, 1987.

Charles, M.E; Govier, G.W; Hodgson, G.W. The horizontal pipeline flow of equal density of oil–water mixtures. **Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 39, n. 1, p. 27 - 36, 1961.

Chen, P., Sanyal, J., Dudukovic, M. P. Numerical simulation of bubble columns flows: effect of different breakup and coalescence closures. **Chemical Engineering Science**. v. 60, n. 4, p. 1085 – 1101, 2005.

Curtis, C., Kooper, R., Decoster, E., Garcia, A. G., Huggins, C. **Heavy Oil Reservoirs**, Oilfield Review, v. 14, n. 13, p. 30-51, 2002.

Damacena, Y. T. **Aplicando a Técnica Core Flow no Transporte de Óleo Pesado em dutos: um estudo numérico**. III Jornada de Trabalho de Conclusão Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande - PB, 2008.

De Ghetto, G; Paone, F.; Villa, M. Pressure-volume-temperature correlations for heavy and extra heavy oils. **Society of Petroleum Engineers**, Canada, SPE nº 30316, p. 647 – 662, June, 1995.

Fox, R.W.; Pritchard, P. J.; Macdonald, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7ª Edição. Editora LTC. Rio de Janeiro, 2010.

REFERÊNCIAS

Gao, K.; Wu, J.; Wang, Y., Zhang D. **Bubble dynamics and its effect on the performance of a jet fluidised bed gasifier simulated using CFD**. FUEL, v. 85, n. 9, p. 1221 – 1231, 2006.

Guevara, E.; Zagustin, K.; Paterno, J.; Tallero, J.; Zubillaga, V.; Zamora, G.; Diaz, T. Research and development in Core-Annular Flow, **Revista Técnica INTEVEP**, v. 10, n. 1, p. 63-72, 1990.

Ghosh, S.; Mandal, T. K.; Das, G.; Das, P.K. Das-Review of oil water core annular flow-**Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, n. 8, p. 1957-1965, 2009.

Huang, A.; Christodoulou, C.; Joseph, D. D. Friction factor and holdup studies for lubricated pipelining – II laminar and k- ϵ models of eccentric core flow, **International Journal of Multiphase Flow**, v. 20, n. 3, p. 481-491, 1994.

Isaacs, J.D; Speed, J.B. **Method of Piping Fluids**.US Patent N° 759374, 1904.

Ihme, F.; Schimidt - Traub, H.; Brauer, H. **Theoretische Untersuchungen uber die Umstromung and den Stoffubergang an Kugeln**. Chemie-ing-Tech, v. 44, n. 5, p. 306 - 313, 1972, *apud* Manual CFX 10.0. Ansys, Harwell, UK, (2005).

Ishii, M.; Zuber, N. **Drag coefficient and relative velocity in bubbly, droplet and particulate flow**. AIChE Journal., v. 25, n. 5, p 843 – 855, 1979, *apud* Manual CFX 10.0. Ansys, Harwell, UK, (2005).

Joseph, D. D., Lubricated Pipelining, **Powder Tecnology**, Estados Unidos, v. 94, n. 3, p 211-215, 1997.

REFERÊNCIAS

Olsen, D. K. and Ramzel, E. B. Heavy oil refining and transportation: Effect on the feasibility of increasing domestic heavy oil production. **Fuel**, v.71, n. 12, p.1391-1401, 1992.

Ooms, S. G.; Van der Wees, A. J.; Meerhof, R.; Oliemans, R. V. A theoretical model dor 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, p. 41, 1984.

Ooms, E. G; Poesio, P. Stationary core-annular flow through a horizontal pipe. **Physical Review**, v. 68, n. 6, p. 066301-1 – 066301-7, 2003.

Ooms, G; Vuik, C; Poesio, P. Core-annular flow through a horizontal pipe: hydrodynamic counterbalancing of buoyancy force on core. **Physical Fluids**, v.19, n. 9, p. 092103-1 – 092103-17, 2007.

Paladino, E. E. **Estudo do escoamento multifásico em medidores de vazão do tipo pressão diferencial**, UFSC, p. 15-18, 2005.

Pereira Filho, G. H. S. **Transporte não - isotérmico de óleos pesados em risers submerso**. Monografia de graduação, ANP / UFCG - PRH 25, Campina Grande, 2010.

Prada, V.J.W; Bannwart, A.C. Modeling of vertical core-annular flows and application to heavy oil production. **Journal of Energy Resource Technology ASME**, v. 123, n. 3, p. 194 - 199, 2001.

Prada, J. W. V. **Estudo experimental do escoamento anular óleo-água (core flow) na elevação de óleos ultraviscosos**. São Paulo: **Departamento de Engenharia de Petróleo**, FEM-UNICAMP, 1999. 174p. Dissertação (Mestrado).

REFERÊNCIAS

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**, v.141, p.309-317, 1984.

Joseph, D. D.; Renardy, M.; Renardy, Y. **Fundamentals of two-fluid dynamics. Part II: lubricated transport, drops and miscible liquids**, Springer-Verlag, New York, 1993.

Ko, T.; Choi, H. G.; Bai, R.; Joseph, D. D.; Finite element method simulation of turbulent wavy core-annular flows using a $k-\omega$ turbulence model method, **International Journal of Multiphase Flow**, v. 28, n. 7, p. 1205-1222, 2002.

Manual CFX 10.0. Ansys, Harwell, UK, (2005).

Michele, V.; Hempel, D. C. Liquid flow and phase holdup - measurement and CFD modeling for two-and three-phase bubble columns. **Chemical Engineering Science**. v. 57, n. 11, p. 1899 - 1908, 2002.

Miesen, R; Beijnon, G; Duijvestijn, P.E.M; Oliemans, R.V.A; Verheggen, T. Interfacial waves in core annular flow. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 238, p. 97-117, 1993.

Narnoli S. K.; Mehrotra I. Sludge Blanket of UASB Reactor: Mathematical Simulation. **Water Research**. v. 31, n. 4, p. 715-726, 1997.

Oliemans, R. V. A.; Ooms, G.; Wu, H. L.; Duijvestijn, A. Core-annular oil/water flow: the turbulent-lubricating-film model and measurements in a 5 cm pipe loop, **International Journal of Multiphase Flow**, v. 13, n. 1, p. 23-31, 1987.

REFERÊNCIAS

Prada, J.W.V.; Bannwart, A.C. Core-flow lift: a new alternative for heavy-oil production, **Proceedings of the XV Brazilian Congress of Mechanical Engineering - COBEM'99**, Vol.10, CD-ROM, Águas de Lindóia, 1999a.

Prada, J. W. V.; Bannwart, A. C. Pressure Drop in Vertical Core Annular Flow, **XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, Água de Lindóia, São Paulo, 1999b.

Prada, J.W.V.; Bannwart, A.C. Modeling of vertical core annular flows and application to heavy oil production, **Proceedings of the ETCE2000 & OMAE 2000 Joint Conference - Energy for the New Millenium**, CD-ROM, New Orleans, LA, p.14-17, 2000.

Preziosi, L.; Chen, K.; Joseph, D. D. Lubricated Pipelining: Stability of Core- Annular Flow. **Journal of Fluid Mechanic**, v., 201, p. 323-356, 1989.

Ranade, V. V. **Computational flow modeling for chemical reactor engineering**, Academic Press. (2002).

Rodriguez, O. M. H. **Forma da interface e gradiente de pressão no padrão líquido-líquido anular vertical ascendente**, Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas - SP, 2002.

Rodriguez, O.M.H; Bannwart, A.C. Experimental study on interfacial waves in a vertical core flow. **Jounal of Petroleum Science Engineering**, v.54, n. 3 – 4, p.140-148, 2006a.

Rodriguez, O.M.H; Bannwart, A.C. Analytical model for interfacial waves in vertical core flow. **Journal of Petroleum Science Engineering**, v. 54, n. 3-4, p.173-182, 2006b.

REFERÊNCIAS

Rovinsky, J; Brauner, N; Moalem, M.D. Analytical solution for laminar two-phase flow in a fully eccentric core annular configuration. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 23, n. 3, p.523–543, 1997.

Russell, T.W.F; Charles, M.E. The effect of less viscous liquid in the laminar flow of two immiscible liquids. **Canadian Journal of Chemical Engineering**, v.37, n. 1, p.18–24, 1959.

Schiller, L.; Naumann, Z. **Über die grundlegenden Berechnungen bei der Schwerkraftbereitung**. Z. Ver. Deutsch. Ing. 77, 318. (1933) *apud* Manual CFX 10.0. Ansys, Harwell, UK, (2005).

Samuel, T.; Arnaud, C.; Alain, L. Global modeling of a gas – liquid airlift reactor. **Chemical Engineering Science**. v. 60, n. 22, p. 5991 – 6003, 2005.

Silva, R. C. R. **Alteração da molhabilidade de superfícies internas de tubulações utilizadas no transporte de óleos pesados via core-flow**, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

Silva, R.C.R.; Mohamed, R.S.; Bannwart, A.C. Processo de obtenção de superfícies tubulares rugosas para elevação e escoamento de petróleo ultraviscoso lubrificado com água. **Protocolada no INPI em 26.11.2004, PI 0405324-9**.

Silva, R. C. R.; Mohamed, R. S.; Bannwart, A. C.; Wettability alteration of internal surfaces of pipelines for use in the transportation of heavy oil via core-flow, 04/2006, **Journal of Petroleum Science & Engineering**, v. 51, n. 1-2, p.17-25, 2006.

Sokolichin, A., Eigenberger, G., Lapin, A. Simulation of buoyancy driven bubbly flow: Established simplifications and open questions. **AIChE Journal**, v. 50, n. 1, p. 24-45, 2004.

REFERÊNCIAS

Talvy, S., Cockx, A., Line, A. Global modelling of a gas–liquid–solid airlift reactor. **Chemical Engineering Science**, v. 60, n. 22, p. 5991 – 6003, 2005.

Trevisan, F. E. **Padrões de fluxo e perda de carga em escoamento trifásico horizontal de óleo pesado, água e ar**, Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

Vara, R.M.O. **Hidrodinâmica do Escoamento Bifásico Óleo Pesado – Água em um Tubo Horizontal**, Dissertação de mestrado apresentada no curso de Pós-Graduação Interdisciplinar de Ciências e Engenharia de Petróleo – UNICAMP, 2001.

Vara, R.M.O; Bannwart, A. C; Carvalho, C.H.M.. **Produção e Transporte de Óleos Pesados por Injeção de Água**, 1º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás UFRN – SQB Regional, RN, 2001.

Visser, R. C. Offshore Production of Heavy Oil, **Journal of Petroleum Technology**, v. 41, n. 1, p 67-70, 1989.

Wei, D.; Xiaojun, B.; Jian, X.; Weisheng, W. Computational fluid dynamics (CFD) modeling of spouted bed: Assessment of drag coefficient correlations. **Chemical Engineering Science**. v. 61, n. 5, p 1401 – 1420, 2006.

Yeoh, G. H., Tu, J.Y. Numerical modelling of bubbly flows with and without heat and mass transfer. **Applied Mathematical Modelling**, v. 30, n. 10, p 1067 1095, 2006.

Yeoh, G. H.; Tu, J.Y. Population balance modelling for bubbly flows with heat and mass transfer. **Chemical Engineering Science**, v. 54, n. 15, p. 3125 – 3139, 2004.

APÊNDICE A

CÁLCULO DAS VELOCIDADES REAIS E DAS FRAÇÕES VOLUMÉTRICAS DOS FLUIDOS

Na Tabela A1 constam os resultados das velocidades reais e das frações volumétricas dos fluidos água-óleo pesado-ar, especificadas como condição de fronteira nas primeiras simulações dos casos 1, 2, 3 e 4.

Tabela A1 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, para o sistema isotérmico (298 K), nas primeiras simulações dos casos 1, 2, 3 e 4.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Entrada de Água	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,53	0,32	0,53	0,53
	$r_{\text{água}}$	1,00	1,00	1,00	1,00
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,00	0,00	0,00	0,00
	$r_{\text{óleo}}$	0,00	0,00	0,00	0,00
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,00	0,00	0,00	0,00
	r_{ar}	0,00	0,00	0,00	0,00
Entrada de Óleo	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,00	0,00	0,00	0,00
	$r_{\text{água}}$	0,00	0,00	0,00	0,00
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,27	1,04	1,5	1,04
	$r_{\text{óleo}}$	0,81	0,96	0,92	0,96
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	3,80	1,00	1,60	1,00
	r_{ar}	0,19	0,04	0,08	0,04
Parede	<i>volumetric fraction</i>	<i>no sleep wall</i>			
Saída	<i>Pr essão estática (Pa)</i>	101.325			

As determinações das velocidades reais e das frações volumétricas dos fluidos água-óleo pesado-ar, especificadas na Tabela A1, foram realizadas por meio da utilização das equações A1, A2 e A3. Para estas determinações, foram utilizadas as velocidades superficiais fornecidas por Trevisan (2003), apresentadas na Tabela 3.1 (subitem 3.1.2 - Aparato e procedimento experimental).

- Entrada de água:

$$U_{\text{água}} = \frac{J_{\text{água}}}{r_{\text{água}}} \quad r_{\text{óleo}} = 1 \quad (\text{A1})$$

- Entrada de óleo:

$$U_{\text{óleo}} = \frac{J_{\text{óleo}}}{r_{\text{óleo}}}, \quad U_{\text{ar}} = \frac{J_{\text{ar}}}{r_{\text{ar}}} \quad (\text{A2})$$

$$r_{\text{óleo}} = \frac{Q_{\text{óleo}}}{Q_{\text{óleo}} + Q_{\text{ar}}}, \quad r_{\text{ar}} = 1 - r_{\text{óleo}} \quad (\text{A3})$$

As vazões de óleo e ar foram determinadas, considerando a área do núcleo de óleo (A_{NO}), a partir das equações A4 e A5.

$$Q_{\text{óleo}} = J_{\text{óleo}} \cdot A_{NO} \quad (\text{A4})$$

$$Q_{\text{ar}} = J_{\text{ar}} \cdot A_{NO} \quad (\text{A5})$$

A Figura A1 ilustra o comportamento do campo de pressão, obtido ao longo do duto, para os casos simulados com as condições de fronteira especificadas na Tabela A1.

A análise dos resultados desta figura mostrou que, além do padrão de escoamento “*core-flow*” não ter se mantido ao longo do duto, as quedas de pressão foram muito elevadas. Diante destes resultados, concluiu-se que as condições de fronteira especificadas na Tabela A1 não serviriam para representar o comportamento dos parâmetros de escoamento dos casos analisados.

Posteriormente, foram realizadas várias outras simulações, especificando-se as mesmas condições de fronteira da Tabela A1, porém, alterando-se o modelo matemático, os métodos numéricos e os critérios de convergência. Contudo, não foi obtido êxito, pois os resultados dessas novas simulações foram semelhantes aos obtidos na Figura A1.

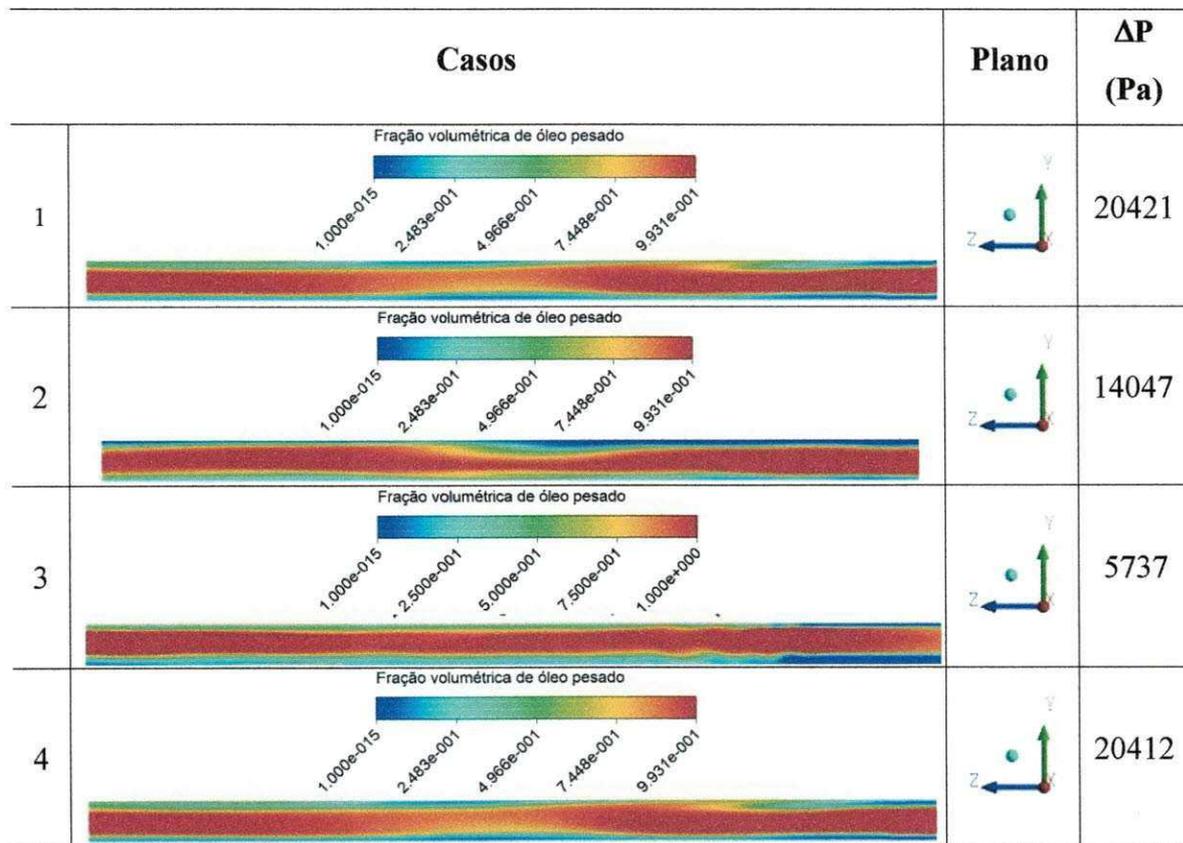


Figura A1 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, obtido nas primeiras simulações dos casos 1, 2, 3 e 4.

A partir de então, foram realizadas novas simulações, especificando-se, como condição de entrada, ao invés das velocidades reais, as velocidades superficiais e as frações volumétricas dos fluidos obtidas do trabalho de Trevisan (2003). Estas condições estão apresentadas na Tabela A2.

Ao se analisar os resultados das simulações dos casos apresentados na Tabela A2, verificou-se a formação de misturas, constituídas pelos fluidos água-óleo pesado-ar, tanto no espaço anular quanto no núcleo de óleo (Tabela A3). As velocidades reais e as frações volumétricas de cada fluido referentes a essas misturas foram, então, consideradas como parâmetros de entrada para um novo conjunto de simulações. Porém, ao se analisar os resultados dessas simulações, verificou-se que, apesar do padrão de escoamento “*core-flow*” ter sido obtido, e se mantido ao longo do duto, as quedas de pressão ainda continuaram bastante elevadas (Figura A2), porém, menores do que as obtidas nos casos ilustrados na Figura A1. Por essa razão, foram realizadas novas simulações, considerando-se, além da mistura, o modelo de contato com a parede *specify area fraction*. Para isso, foram especificadas as frações de área de cada fluido em contato com a parede ($A_{contato}$). Estas novas condições de fronteira estão

APÊNDICE A

especificadas na Tabela A4. A partir de então, foram feitos ajustes nos parâmetros de entrada e observados os resultados de saída correspondentes. Esse procedimento foi repetido até serem obtidos resultados próximos aos experimentais.

Tabela A2 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, considerando o sistema isotérmico (298 K), nas simulações dos casos 1, 2, 3 e 4.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Entrada de Água	$J_{\text{água}} (m/s)$	0,53	0,32	0,53	0,53
	$r_{\text{água}}$	1,00	1,00	1,00	1,00
	$J_{\text{óleo}} (m/s)$	0,00	0,00	0,00	0,00
	$r_{\text{óleo}}$	0,00	0,00	0,00	0,00
	$J_{\text{ar}} (m/s)$	0,00	0,00	0,00	0,00
	r_{ar}	0,00	0,00	0,00	0,00
Entrada de Óleo	$J_{\text{água}} (m/s)$	0,00	0,00	0,00	0,00
	$r_{\text{água}}$	0,00	0,00	0,00	0,00
	$J_{\text{óleo}} (m/s)$	0,22	1,00	0,60	1,00
	$r_{\text{óleo}}$	0,81	0,96	0,92	0,96
	$J_{\text{ar}} (m/s)$	0,05	0,04	0,05	0,04
	r_{ar}	0,19	0,04	0,08	0,04
Parede	<i>volumetric fraction</i>	<i>no sleep wall</i>			
Saída	Pressão _{estática} (Pa)	101.325			

Tabela A3 - Resultados das simulações realizadas com as condições de fronteira especificadas na Tabela A2.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Entrada de Água	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,632	0,580	0,754	0,68
	$r_{\text{água}}$	0,942	0,830	0,721	0,55
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,032	0,100	0,222	0,7
	$r_{\text{óleo}}$	0,619	0,600	0,786	0,43
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,055	0,170	0,270	0,73
	r_{ar}	0,002	0,003	0,010	0,02
Entrada de Óleo	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,619	0,600	0,786	0,85
	$r_{\text{água}}$	0,003	0,005	0,011	0,01
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,165	0,025	0,028	0,86
	$r_{\text{óleo}}$	0,467	0,635	0,901	0,95
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,343	0,039	0,032	0,85
	r_{ar}	0,286	0,584	0,834	0,004
Parede	<i>volumetric fraction</i>	<i>no sleep wall</i>			
Saída	Pressão _{estática} (Pa)	101.325			

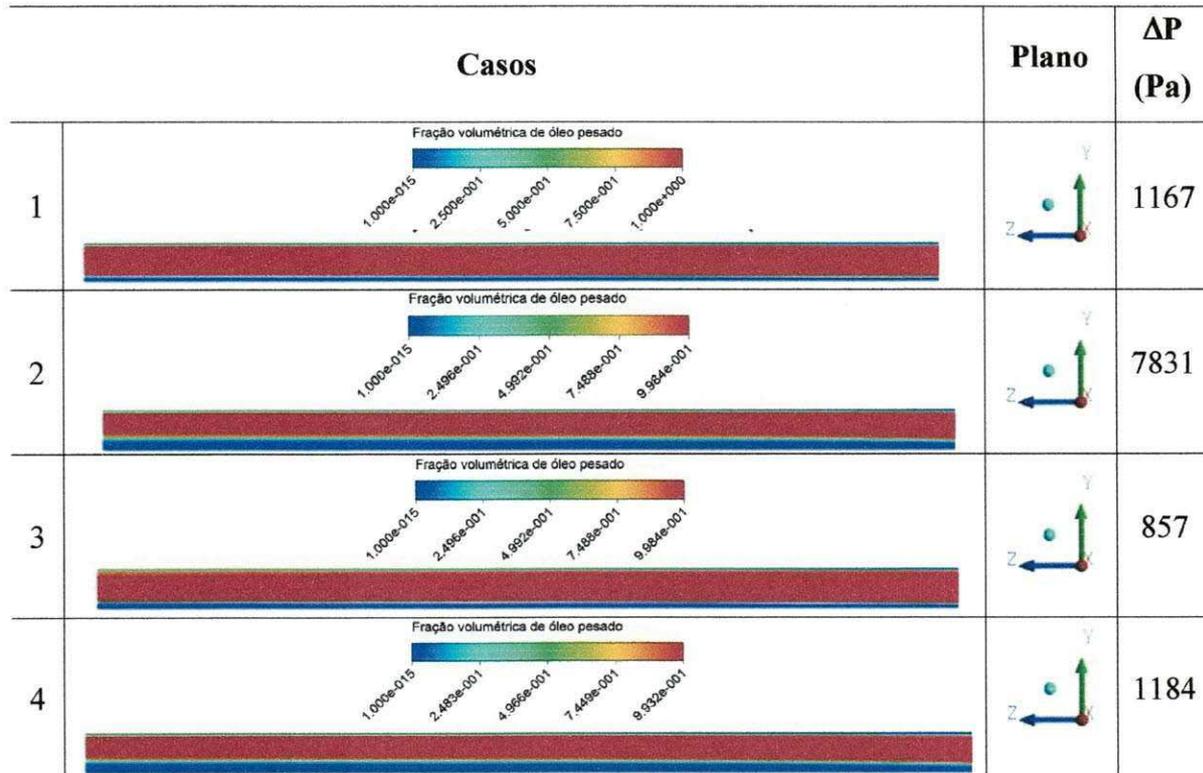


Figura A2 - Campo de fração volumétrica do óleo pesado, sobre o plano yz, ao longo do interior do duto, obtido nas simulações dos casos 1, 2, 3 e 4.

Tabela A4 - Condições de fronteira especificadas sobre o domínio de estudo, para o sistema isotérmico (298 K), nas simulações dos casos 1, 2, 3 e 4.

Fronteira	Parâmetros de fronteira	C1	C2	C3	C4
Entrada de Água	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,5400	0,5400	0,5400	0,5400
	$r_{\text{água}}$	0,9600	0,9600	0,9600	0,9600
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,5700	0,5700	0,5700	0,5700
	$r_{\text{óleo}}$	0,0396	0,0396	0,0396	0,0396
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	0,5900	0,5900	0,5900	0,5900
	r_{ar}	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004
Entrada de Óleo	$U_{\text{água}} (m/s)$	0,9000	0,9000	0,9000	0,9000
	$r_{\text{água}}$	0,0590	0,0550	0,0400	0,0200
	$U_{\text{óleo}} (m/s)$	0,9900	0,9900	0,9900	0,9900
	$r_{\text{óleo}}$	0,9400	0,9400	0,9400	0,9400
	$U_{\text{ar}} (m/s)$	1,6000	1,6000	1,6000	1,6000
	r_{ar}	0,0010	0,0050	0,0200	0,0400
Parede	$A_{\text{contato da água}}$	0,9996	0,9997	0,9998	0,9997
	$A_{\text{contato do óleo}}$	0,0004	0,0003	0,0002	0,0003
	$A_{\text{contato da ar}}$	0,00000	0,0000	0,0000	0,0000
Saída	Pressão estática (Pa)	101.325			

APÊNDICE B

PROCEDIMENTOS TEÓRICOS AUXILIARES USADOS PARA VALIDAÇÃO

CÁLCULOS TEÓRICOS USADOS PARA VALIDAÇÃO

B1) Áreas de escoamento (Caso 4, trifásico)

Dados:

Diâmetro duto (D): 0,0284 m.

Diâmetro do núcleo de óleo (D_{NO}): 0,0224 m.

- Área total do duto (A_T)

$$A_T = \pi (D)^2 / 4 \quad \Rightarrow \quad A_T = \pi \times (0,0284)^2 / 4 \quad \Rightarrow \quad A_T = 6,33 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

- Área do núcleo de óleo (A_{NO})

$$A_{NO} = \pi (D_{NO})^2 / 4 \quad \Rightarrow \quad A_{NO} = \pi \times (0,0224)^2 / 4 \quad \Rightarrow \quad A_{NO} = 3,94 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

- Área do espaço anular (A_{EA})

$$A_{EA} = A_T - A_{NO}$$

$$A_{EA} = 6,33 \times 10^{-4} - 3,94 \times 10^{-4} \quad \Rightarrow \quad A_{EA} = 2,39 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

B2) Espaço anular (EA) (Caso 4, trifásico)

$$EA = R_T - R_{NO}$$

onde R_T corresponde ao raio total do duto e R_{NO} o raio do núcleo de óleo

Sendo,

$$R_T = D / 2 \Rightarrow R_T = 0,0142 \text{ m.}$$

$$R_{NO} = D_{NO} / 2 \Rightarrow R_{NO} = 0,0112 \text{ m}$$

Logo,

$$EA = 0,0142 - 0,0112 \Rightarrow EA = 0,003 \text{ m.}$$

B3) Vazões volumétricas (Caso 4, trifásico)

a) No espaço anular

$$Q_{\text{água}} = J_{\text{água}} \times A_{EA} = U_{\text{água}} \times r_{\text{água}} \times A_{EA} \Rightarrow Q_w = 0,54 \times 0,96 \times 2,39 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{água}} = 1,24 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{ar}} = J_{\text{ar}} \times A_{EA} = U_{\text{ar}} \times r_{\text{ar}} \times A_{EA} \Rightarrow Q_{\text{ar}} = 0,59 \times 0,0004 \times 2,39 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{ar}} = 5,64 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{óleo}} = J_{\text{óleo}} \times A_{EA} = U_{\text{óleo}} \times r_{\text{óleo}} \times A_{EA} \Rightarrow Q_{\text{óleo}} = 0,57 \times 0,0396 \times 2,39 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{óleo}} = 5,39 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{T(EA)} = Q_{\text{água}(EA)} + Q_{\text{ar}(EA)} + Q_{\text{óleo}(EA)} \Rightarrow Q_{T(EA)} = 1,24 \times 10^{-4} + 5,64 \times 10^{-8} + 5,39 \times 10^{-6}$$

$$Q_{T(EA)} = 1,29 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

b) No núcleo de óleo

$$Q_{\text{água}} = J_{\text{água}} \times A_{NO} = U_{\text{água}} \times r_{\text{água}} \times A_{NO} \Rightarrow Q_w = 0,9 \times 0,018 \times 3,94 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{água}} = 6,38 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{ar}} = J_{\text{ar}} \times A_{EA} = U_{\text{ar}} \times r_{\text{ar}} \times A_{EA} \Rightarrow Q_{\text{ar}} = 1,06 \times 0,042 \times 3,94 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{ar}} = 1,75 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{óleo}} = J_{\text{óleo}} \times S_{EA} = U_{\text{óleo}} \times r_{\text{óleo}} \times S_{EA} \Rightarrow Q_{\text{óleo}} = 0,99 \times 0,94 \times 3,94 \times 10^{-4}$$
$$Q_{\text{óleo}} = 3,67 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{T(\text{NO})} = Q_{W(\text{NO})} + Q_{ar(\text{NO})} + Q_{\text{óleo}(\text{NO})} \Rightarrow Q_{T(\text{NO})} = 6,38 \times 10^{-6} + 1,75 \times 10^{-5} + 3,67 \times 10^{-4}$$
$$Q_{T(\text{NO})} = 3,91 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

B4) Vazões mássicas (W) (Caso 4, trifásico)**a) No espaço anular (W_{EA})**

$$\rho_{m(EA)} = r_{\text{água}} \times \rho_{\text{água}} + r_{ar} \times \rho_{ar} + r_{\text{óleo}} \times \rho_{\text{óleo}}$$
$$\rho_{m(EA)} = (0,96 \times 997) + (0,0004 \times 1,18) + (0,0396 \times 971)$$
$$\rho_{m(EA)} = 995,57 \text{ kg/m}^3$$

$$W_{EA} = \rho_{m(EA)} \times Q_{(EA)} \Rightarrow W_{EA} = 995,57 \times 1,29 \times 10^{-4}$$
$$W_{EA} = 0,1284 \text{ kg/s}$$

b) No núcleo de óleo (W_{NO})

$$\rho_{m(NO)} = r_w \times \rho_w + r_{ar} \times \rho_{ar} + r_{\text{óleo}} \times \rho_{\text{óleo}}$$
$$\rho_{m(NO)} = (0,018 \times 997) + (0,042 \times 1,18) + (0,94 \times 971)$$
$$\rho_{m(NO)} = 930,74 \text{ kg/m}^3$$

$$W_{NO} = \rho_{m(NO)} \times Q_{(NO)} \Rightarrow W_{NO} = 930,74 \times 3,91 \times 10^{-4}$$
$$W_{NO} = 0,3639 \text{ kg/s}$$

c) Vazão total (W_T)

$$W_T = W_{EA} + W_{NO} \Rightarrow W_T = 0,1284 \text{ kg/s} + 0,3639 \text{ kg/s}$$
$$W_T = 0,4923 \text{ kg/s}$$

B5) Velocidades e quedas de pressão teóricas (Caso 4, trifásico)**a) Escoamento laminar**

A seguinte equação para determinação do perfil de velocidade foi usada:

$$V = V_{m\acute{a}x} \left(1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right)$$

Dado que:

$$W_T = 0,4923 \text{ Kg / s}$$

$$\rho_{\acute{o}leo} = 971 \text{ Kg/m}^3$$

$$A_T = 6,33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Tem-se que:

$$V_{M\acute{E}DIA} = W_T / \rho_{\acute{o}leo} \times A_T$$

$$V_{M\acute{E}DIA} = 0,4923 \text{ kg/s} / 971 \text{ kg/m}^3 \times 6,33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_{M\acute{E}DIA} = 0,8 \text{ m/s}$$

Onde Q_T é a vazão total, A_T a área total e $\rho_{\acute{o}leo}$ a massa específica do óleo pesado.

Logo, o Número de Reynolds será:

$$Re_{\acute{o}leo} = (\rho_{\acute{o}leo} \times V_{\acute{o}leo} \times D) / \mu_{\acute{o}leo} \implies Re_{\acute{o}leo} = (971 \times 0,8 \times 0,0284) / 5$$

$$Re_{\acute{o}leo} = 4,41 < 2300 \implies (\text{Escoamento laminar})$$

Então vale a seguinte expressão matemática:

$$V_{M\acute{A}X} = V_{M\acute{E}DIA} \times 2$$

Sendo assim, obtem-se:

$$V_{MÁX} = 2 \times 0,8 \text{ m/s} \implies V_{MÁX} = 1,6 \text{ m/s}$$

Para determinar-se a queda de pressão, usa-se a seguinte equação:

$$\Delta P_{LAM} = (32 \times \mu \times L \times V_{MÉDIO}) / D^2$$

Dado que:

$$\mu_{ÓLEO} = 5 \text{ Pa.s}$$

$$L = 0,4 \text{ m}$$

$$D = 0,0284 \text{ m}$$

$$V_{MÉDIA} = 0,8 \text{ m/s}$$

Onde L é o comprimento de tomada de pressão no duto, D é o diâmetro do duto e $V_{MÉDIA}$ a velocidade média do óleo pesado.

Tem-se que:

$$\Delta P_{LAM} = (32 \times 5 \text{ Pa.s} \times 0,4 \text{ m} \times 0,8 \text{ m/s}) / (0,0284)^2 \text{ m}^2$$

$$\Delta P_{LAM} = 63479 \text{ Pa}$$

A partir dos resultados da simulação do escoamento monofásico de óleo (CASO 4), para a faixa de comprimento ($L = 4\text{m}$), tomadas de pressão entre os pontos $L=2 \text{ m}$ e $L=2,4\text{m}$, obteve-se.

$$\Delta P_{SIM} = 64615 \text{ Pa}$$

Logo:

$$\text{ERRO (\%)} = [(\Delta P_{SIM} - \Delta P_{LAM}) / \Delta P_{SIM}] \times 100 \implies \text{ERRO (\%)} = 1,75.$$

b) Escoamento turbulento

Uma forma alternativa que descreve adequadamente a distribuição da velocidade do escoamento turbulento em um tubo é o *Perfil da Lei de Potência*:

$$V = V_{max} \left(1 - \frac{r}{R} \right)^{\frac{1}{n}}$$

onde V é a velocidade, V_{max} é a velocidade máxima, r é a posição radial, R é o raio do duto e n um expoente que depende do Número de Reynolds do escoamento.

Sendo,

$$\bar{V} = \frac{W_{total}}{\rho_{\text{água}} \cdot S_{total}}$$

tem-se:

$$\bar{V} = \frac{0,4923}{997 \cdot 6,33 \times 10^{-4}} = 0,78 \text{ m/s}$$

Salienta-se que, para escoamento em tubos circulares, têm-se as condições de contorno:

- Se $r = 0 \longrightarrow V = V_{max}$
- Se $r = R \longrightarrow V = 0$

O expoente n , em alguns casos, pode ser relacionado ao fator de atrito, f , pela expressão empírica:

$$n = \frac{1}{\sqrt{f}}$$

A determinação de f pode ser feita por meio da utilização do gráfico de Moody. Porém, há uma série de correlações semi-empíricas que representam o diagrama de Moody, tais como as correlações de Blasius e de Colebrook. Contudo, estas correlações são limitadas a determinadas faixas de Re e tipo de material.

Por exemplo:

- Correlação de Blasius: válida para tubos lisos e $Re < 10^5$.
- Correlação de Colebrook: válida para $14,4 < \frac{Re\sqrt{f}}{D/\varepsilon} < 198$.

Uma alternativa ao diagrama de Moody que evita qualquer processo de tentativa e erro, é o uso de correlações explícitas como as representadas por Swamee e Jain (1976) para o escoamento em um tubo. Esta correlação é válida para:

$$10^{-6} \leq \varepsilon/D \leq 10^{-2} \quad \text{e} \quad 5 \times 10^3 \leq Re \leq 10^8$$

Da correlação de Swamee-Jain, tem-se que:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

O Número de Reynolds será:

$$Re = \frac{\rho_{\text{água}} \cdot V \cdot D}{\mu_{\text{água}}} = \frac{997 \cdot 0,78 \cdot 0,0284}{8,899 \times 10^{-4}} = 24.818$$

A rugosidade relativa (ε/D) assume o seguinte valor:

$$\varepsilon/D = 0,000015/0,0284 = 5,28 \times 10^{-4}$$

Como os valores da rugosidade relativa (ε/D) e do N° de Reynolds (Re) atendem a faixa de valores considerada válida para a utilização da correlação de Swamee-Jain, o fator de atrito será determinado por:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{5,28 \times 10^{-4}}{3,7} + \frac{5,74}{(24.818)^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,026$$

Sendo assim,

$$n = \frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{1}{\sqrt{0,026}} = 6,2$$

O mesmo resultado foi obtido para o fator de atrito por meio do gráfico de Moody.

Da Lei de Potência, tem-se que a velocidade média é dada por:

$$\bar{V} = \left[\frac{2 \cdot n^2}{(n+1) \cdot (2 \cdot n + 1)} \right] \cdot V_{max}$$

Logo,

$$V_{max} = \frac{0,75}{\left[\frac{2 \cdot (6,2)^2}{(6,2+1) \cdot (2 \cdot 6,2 + 1)} \right]} = 0,98 \text{ m/s}$$

Para determinação da variação de pressão no duto, pode-se usar a seguinte expressão:

$$P_{\text{turbulento}} = \rho_{\text{água}} \times f \times L/D \times (V_{\text{médio}})^2 / 2$$

Logo,

$$\Delta P_{\text{turbulento}} = 997 \times 0,026 \times 0,4/0,0284 \times (0,78)^2 / 2$$

$$\Delta P_{\text{turbulento}} = 111 \text{ Pa}$$

O valor encontrado na simulação foi de 111 Pa. Logo,

$$\text{ERRO (\%)} = [(\Delta P_{\text{sim}} - \Delta P_{\text{analítico}}) / \Delta P_{\text{sim}}] \times 100$$

$$\text{ERRO (\%)} = [(112 - 111) / 112] \times 100$$

$$\text{ERRO (\%)} = 0,9.$$

B6) Eficiência do *core-flow*

a) Trifásico (Caso 4)

- No espaço anular

$$Q_{\text{água}} = J_{\text{água}} \times A_{\text{EA}} = U_{\text{água}} \times r_{\text{água}} \times A_{\text{EA}} \Rightarrow Q_{\text{água}} = 0,54 \times 0,96 \times 2,39 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{água}} = 1,24 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{ar}} = J_{\text{ar}} \times A_{\text{EA}} = U_{\text{ar}} \times r_{\text{ar}} \times A_{\text{EA}} \Rightarrow Q_{\text{ar}} = 0,59 \times 0,0004 \times 2,39 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{ar}} = 5,64 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{óleo}} = J_{\text{óleo}} \times A_{\text{EA}} = U_{\text{óleo}} \times r_{\text{óleo}} \times A_{\text{EA}} \Rightarrow Q_{\text{óleo}} = 0,57 \times 0,0396 \times 2,39 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{óleo}} = 5,39 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{T(EA)} = Q_{\text{água}(EA)} + Q_{\text{ar}(EA)} + Q_{\text{óleo}(EA)}$$

$$Q_{T(EA)} = 1,24 \times 10^{-4} + 5,64 \times 10^{-8} + 5,39 \times 10^{-6}$$

$$Q_{T(EA)} = 1,29 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

- **No núcleo de óleo**

$$Q_{\text{água}} = J_{\text{água}} \times A_{\text{NO}} = U_{\text{água}} \times r_{\text{água}} \times A_{\text{NO}} \Rightarrow Q_{\text{água}} = 0,9 \times 0,018 \times 3,94 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{w}} = 6,38 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{ar}} = J_{\text{ar}} \times A_{\text{NO}} = U_{\text{ar}} \times r_{\text{ar}} \times A_{\text{NO}} \Rightarrow Q_{\text{ar}} = 1,06 \times 0,042 \times 3,94 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{ar}} = 1,75 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{óleo}} = J_{\text{óleo}} \times A_{\text{NO}} = U_{\text{óleo}} \times r_{\text{óleo}} \times A_{\text{NO}} \Rightarrow Q_{\text{óleo}} = 0,99 \times 0,94 \times 3,94 \times 10^{-4}$$

$$Q_{\text{óleo}} = 3,67 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{T(\text{NO})} = Q_{\text{w}(\text{NO})} + Q_{\text{ar}(\text{NO})} + Q_{\text{óleo}(\text{NO})}$$

$$Q_{T(\text{NO})} = 6,38 \times 10^{-6} + 1,75 \times 10^{-5} + 3,67 \times 10^{-4}$$

$$Q_{T(\text{NO})} = 3,91 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

b) Monofásico água:

- **Espaço anular**

$$r_{\text{água}} = 0,999998 / U_{\text{água}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$r_{\text{óleo}} = 0,00001 / U_{\text{óleo}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$r_{\text{ar}} = 0,00001 / U_{\text{ar}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

- **Núcleo de óleo**

$$r_{\text{w}} = 0,99998 / U_{\text{água}} = 1,25 \text{ m/s}$$

$$r_{\text{óleo}} = 0,00001 / U_{\text{óleo}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$r_{\text{ar}} = 0,00001 / U_{\text{ar}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$U_{\text{água (NO)}} = W_{T(\text{trif})} / \rho_{\text{água}} \times A_{\text{NO}} = (W_{\text{EA}} + W_{\text{NO}})_{\text{Trif}} / \rho_{\text{água}} \times A_{\text{NO}}$$

$$U_{\text{água (NO)}} = (0,1284 + 0,3639) / 997 \times 3,94 \times 10^{-4}$$

$$U_{\text{água (NO)}} = \mathbf{1,25 \text{ m/s}}$$

$$R_{E\text{água}} = (\rho_{\text{água}} \times U_{\text{água}} \times D) / \mu_{\text{água}}$$

$$R_{E\text{água}} = (997 \times 1,25 \times 0,0284) / 8,899 \times 10^{-4}$$

$$R_{E\text{água}} = \mathbf{39772,45} - (\text{regime turbulento})$$

c) Monofásico óleo

- No espaço anular

$$r_{\text{água}} = 0,00001 / U_{\text{água}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$r_{\text{óleo}} = 0,99998 / U_{\text{óleo}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$r_{\text{ar}} = 0,00001 / U_{\text{ar}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

- No núcleo de óleo

$$r_{\text{água}} = 0,00001 / U_{\text{água}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$r_{\text{óleo}} = 0,00001 / U_{\text{óleo}} = 1,29 \text{ m/s}$$

$$r_{\text{ar}} = 0,00001 / U_{\text{ar}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$U_{\text{óleo (NO)}} = W_{T(\text{trif})} / \rho_{\text{óleo}} \times A_{\text{NO}} = (W_{\text{EA}} + W_{\text{NO}})_{\text{Trif}} / \rho_{\text{o}} \times A_{\text{NO}}$$

$$U_{\text{óleo (NO)}} = (0,1284 + 0,3639) / 971 \times 3,94 \times 10^{-4}$$

$$U_{\text{óleo (NO)}} = \mathbf{1,29 \text{ m/s}}$$

d) Bifásico água – óleo pesado

- No espaço anular

$$r_{\text{água}} = 0,99998 / U_{\text{água}} = 0,54 \text{ m/s}$$

$$r_{\text{óleo}} = 0,00001 / U_{\text{óleo}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

APENDICE B

$$r_{ar} = 0,00001 / U_{ar} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$U_{\text{água (EA)}} = W_{(EA) \text{ TRIF}} / \rho_{\text{água}} \times A_{EA} = 0,1284 / 997 \times 2,39 \times 10^{-4}$$

$$U_{\text{água (EA)}} = \mathbf{0,54 \text{ m/s}}$$

- **No núcleo de óleo**

$$r_{\text{água}} = 0,00001 / U_{\text{água}} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$r_{\text{óleo}} = 0,99998 / U_{\text{óleo}} = 0,95 \text{ m/s}$$

$$r_{ar} = 0,00001 / U_{ar} = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$U_{\text{óleo (NO)}} = W_{(NO) \text{ TRIF}} / \rho_{\text{óleo}} \times S_{NO} = 0,3639 / 971 \times 3,94 \times 10^{-4}$$

$$U_{\text{óleo (NO)}} = \mathbf{0,95 \text{ m/s}}$$

APÊNDICE C

PROCEDIMENTO PARA GERAÇÃO DA MALHA

Para a criação do domínio e geração da malha do tubo de seção transversal circular, objeto de estudo desta pesquisa, foi utilizado o *software* Ansys Icem CFD 11.0

A seguir, serão mostrados os passos para a obtenção dessa malha:

a) Ao abrir o programa ICEM CFD 11.0, aparecerá a interface inicial do ambiente para desenvolvimento de geometrias (programa) constando de uma barra de título, onde é identificado o programa, e os botões de controle da janela do programa. Sob a barra de título tem-se a barra de menu principal e, abaixo desta, a barra de ferramentas padrão. Sob esta última, está a área de trabalho do software, a qual corresponde a área para desenvolvimento (desenho) da geometria do problema a ser implementado.

b) Clica-se inicialmente no menu *File* e, dentre as opções disponíveis, seleciona-se a janela *New Project*, a qual permitirá ao usuário definir o *Working Directory* (Diretório de Trabalho), onde o arquivo de projeto da geometria será salvo. Deve-se atentar para a extensão do arquivo, que é *.prj. Após a definição do nome para o arquivo, como por exemplo, *projeto1.prj*, clica-se então em *Salvar* para prosseguir.

c) Criado o arquivo de projeto. Abre-se a barra de ferramentas padrão e clica-se na opção *geometry*. Dentre as opções disponíveis podem ser criados pontos, curvas, superfícies, sólidos, etc. Para criar o eixo principal do duto (geometria = tubo = 3m de comprimento, por exemplo), seleciona-se *Create Point* e em seguida a opção *Explicit Coordinates*; assim cria-se os Ponto1 [0,0,0] e Ponto2 [0,0,300]. Para criar a primeira curva do tubo correspondente a seu diâmetro (*Curve 1* = diâmetro de 2,84 cm, por exemplo), e então distribuir esta seção ao longo do perfil desejado, seleciona-se *Create; modify surface*, em seguida *Standard Shapes* e no *sub menu Create Std Geometry* seleciona-se a opção *cylinder*, definindo-se em seguida o raio do tubo (raio = 1,42cm, por exemplo) utilizando as opções *radius1= 1,42* e *radius2=1,42*. Posteriormente seleciona-se os pontos 1 e 2 criados anteriormente, correspondentes ao eixo do tubo, e em seguida clica-se em *Apply*. Após criar o tubo externo da geometria, cria-se o tubo interno ao longo do mesmo eixo (*Curve 2* = diâmetro de 2,24 cm, por exemplo). Para tanto, repete-se todo o procedimento descrito anteriormente, modificando-se apenas o

raio do tubo que neste caso será de 1,12cm. Ao clicar-se em *Apply*, obtém o tubo apresentado na Figura C1.

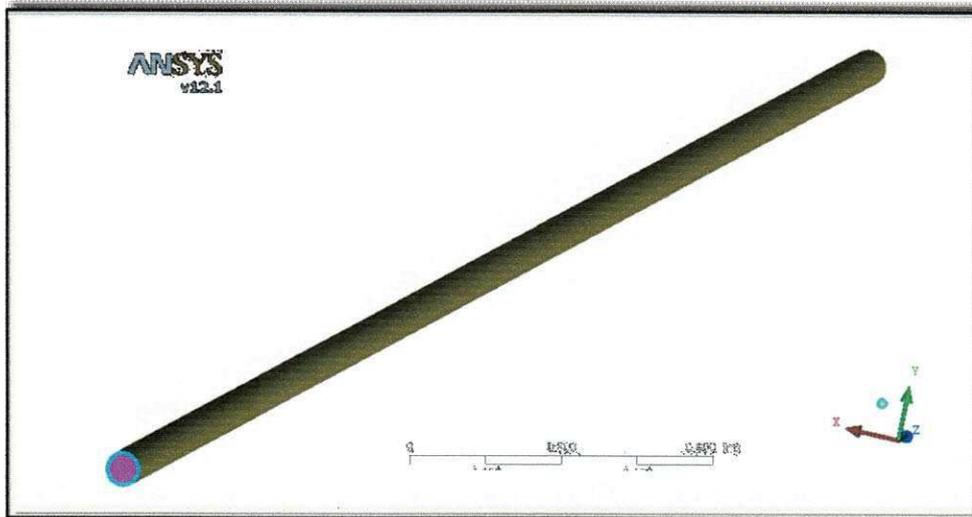


Figura C1 - Superfície do duto cilíndrico criado no *software* Ansys Icem CFD 11.0.

d) Para criar a superfície correspondente a entrada de água, relativa ao espaço anular no duto, seleciona-se na barra de ferramentas padrão do aplicativo a opção *geometry*. Dentre as opções disponíveis neste *menu*, seleciona-se a opção *Delete Surface*, e em seguida a superfície frontal de entrada a direita do duto para, então, *clique em Apply*. Posteriormente, seleciona-se a superfície interna de separação entre os dutos interno (diâmetro=2,24cm) e externo (diâmetro=2,84 cm) e clica-se na opção *Apply* para deletá-la. Ainda no *menu Geometry*, na barra de ferramenta *Create; modify surface*, seleciona-se a opção *Simple Surface*, e, em seguida, na guia *SurfSimpleMethod*, na barra de rolagem *Method*, seleciona-se a opção *From 2-4 Curves*, para criar a superfície anular do duto de entrada da água, e a opção *Curves*; seleciona-se as curvas entre as superfícies externas e internas do duto clicando-se em *Apply* para criar a *Superfície 1*, que será utilizada para a *Entrada de água*. Após esse procedimento, seleciona-se a opção *Create New Part*, e no *menu Creaty Parte* na opção *Part* nomeia-se a superfície que se deseja criar, neste caso ***Entrada de água***. Ao selecionar a opção *Creaty Parte by Selection* e a *superfície 1*, e clicar em *Apply*, esta superfície será efetivamente criada (Figura C2).

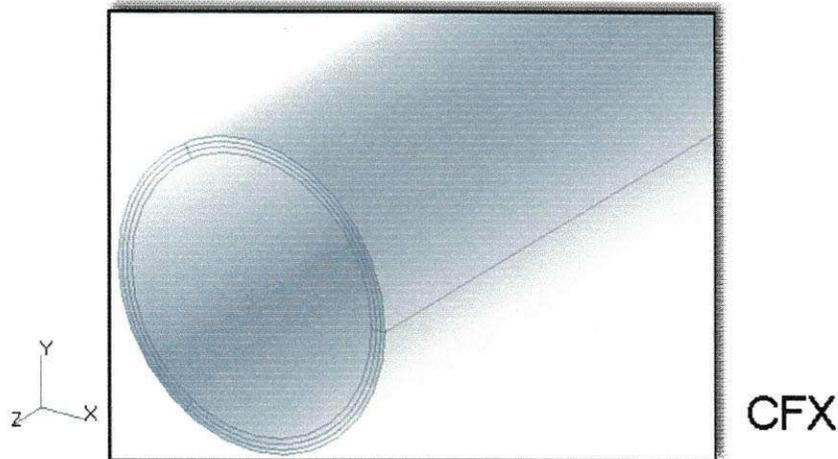


Figura C2 - Superfície criada no *software* Ansys Icem CFD 11.0, correspondente a entrada de água.

e) Para criar a superfície de entrada do óleo ainda na opção *Create; modify surface*, repete-se o procedimento descrito anteriormente para criar a superfície 2; para tanto seleciona-se nesta guia a opção *From Curves* e especifica-se a curva da superfície interna do duto. Clicando-se em *Apply*, cria-se a *Superfície 2* que será utilizada para *Entrada de óleo*. Ao clicar na opção *Create New Part*, e no menu *Creapy Parte* na opção *Part*, nomeia-se a superfície que se deseja criar, neste caso *Entrada de óleo*. Para criar efetivamente esta superfície (Figura C3) seleciona-se a opção *Creapy Parte by Selection*, a superfície 2 e clica-se em *Apply*.

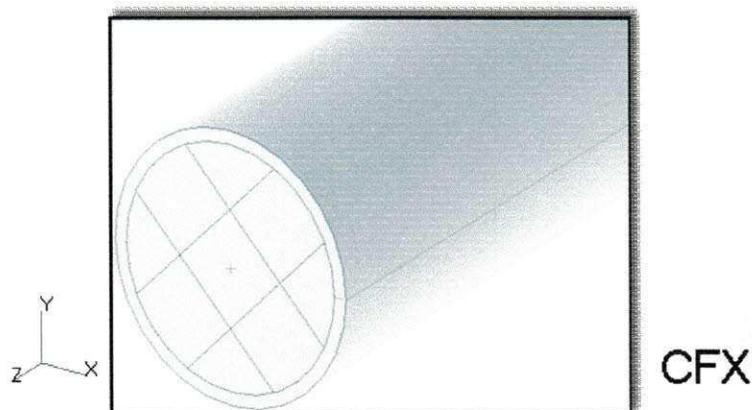


Figura C3 - Superfície criada no *software* Ansys Icem CFD 11.0, correspondente a entrada de óleo.

f) Em seguida seleciona-se a opção *Delete Surface* e a superfície frontal de saída a esquerda do duto, e clica-se em *Apply* para a deletar. Seleciona-se mais uma vez, no

menu *Geometry*, a opção *Create*; *modify surface* e, em seguida, a opção *Simple Surface*; nesta, a guia *SurfSimpleMethod*, e na barra de rolagem *Method* a opção *From Curves* para criar a *superfície 3*, que dará origem a superfície de *Saída do duto*. Só então seleciona-se a opção *Create New Part*; e no menu *Creaty Parte*, na opção *Part*, nomeia-se a superfície que se deseja criar, neste caso a *Saída*. Para criar efetivamente esta superfície (Figura C4), seleciona-se a opção *Creaty Parte by Selection*, superfície 3 e *Apply*.

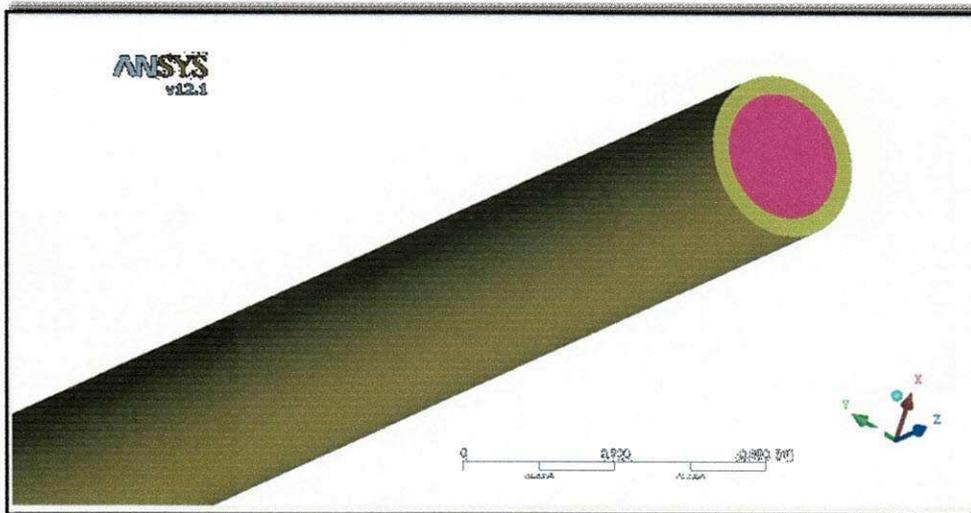


Figura C4 - Superfície criada no *software* Ansys Icem CFD 11.0, correspondente a saída dos fluidos.

g) Ainda no *menu Geometry*, seleciona-se a opção *Create Body* e, na opção *Part*, nomeia-se o objeto que se deseja criar; neste caso *Body*. No *sub-menu Material Point Location*, seleciona-se a opção *Centroid of 2 Points* e em seguida os dois pontos extremos do duto, clicando-se em *Apply*, para criar a geometria do duto.

h) Ao selecionar o *menu Create a New Part*, e, no *sub-menu Create Part* na opção *Part*, nomeia-se a superfície que se deseja criar; neste caso *Parede*, para criar a parede do duto. Em seguida seleciona-se a opção *Creaty Parte by Selection*, selecionando-se a seguir a superfície externa do duto e clicando-se em *Apply* para criar a parede e, assim, a geometria do duto (Figura C5).

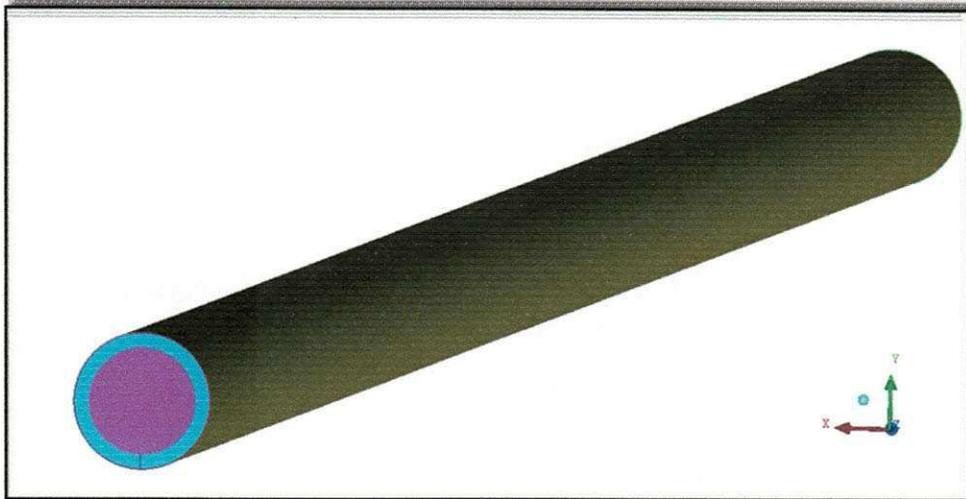


Figura C5 – Representação fictícia do duto, criada no *software* Ansys Icem CFD 11.0.

- i) Para criar a malha da geometria, seleciona-se, em *Geometry*, a opção *Create Block*. Posteriormente, no *menu Create Block e sub-menu Initialize Blocks*, na opção *Type*, seleciona-se a opção *3D Bouding Bo*. A seguir seleciona-se toda a área da geometria clicando-se em *Apply*, para criar a blocagem do tubo.
- j) Ainda no *menu Blocking*, seleciona-se o *menu Associate*. No *menu Blocking Associations, sub-menu Edit Associations*, seleciona-se a opção *Associate Edge to Curve* e as arestas a direita na entrada do tubo, associando-as a curva do duto. Repete-se a operação nas arestas à esquerda, na saída do duto.
- k) No *menu Blocking, sub-menu Split Block*, seleciona-se as opções *Ogrid Block e Select Face(s)*, para, só então, selecionar-se as duas faces do tubo e criar-se um bloco interno ao duto.
- l) Repete-se o procedimento descrito na letra J, associando-se as arestas do bloco interno criado na opção *Ogrid* as curvas internas nos extremos do duto.
- m) No *menu Blocking, opção Move Vertex*, associam-se os vértices dos cubos criados as curvas do duto nos dois extremos (Figura C6).

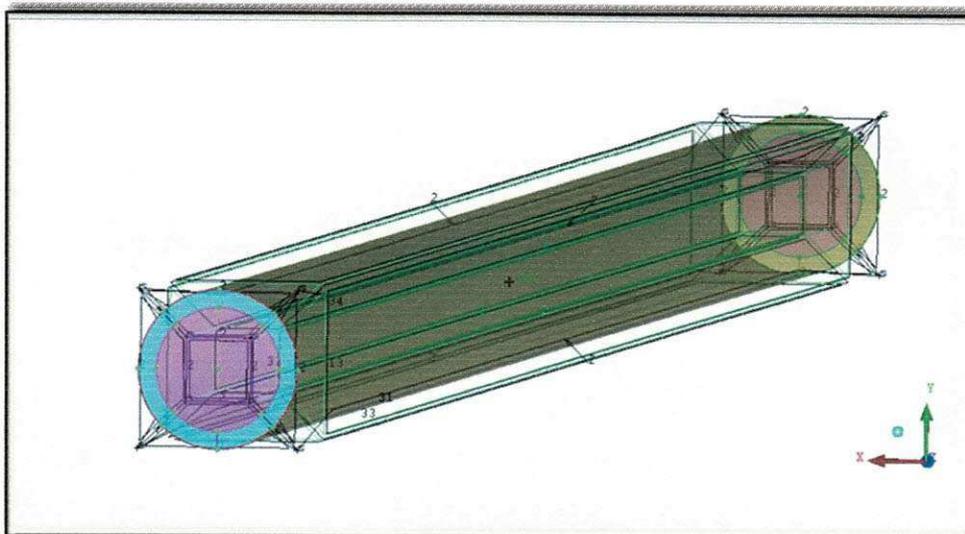


Figura C6 - Representação fictícia do duto *Blocado*, criada no *software* Ansys Icem CFD 11.0.

n) Ainda no menu *Blocking*, seleciona-se a opção *Pre-Mesh Params* e, no menu *Meshing Parameters*, seleciona-se a opção *Edge Params*. Em *Select Edges*, selecionam-se todos os *edges* da blocagem do duto, especificando-se o número de nós a serem criados, definindo-se assim o número de elementos da malha, e seu conseqüente nível de refinamento.

o) Na opção *Pre-Mesh*, seleciona-se a opção *Convert to Unstruct Mesh*; criando-se, assim, a malha.

Após geração da malha, foram realizados refinamentos a fim de eliminar a dependência dos resultados com a malha.

As Figuras C7 e C8 ilustram as malhas estruturadas geradas, correspondentes a geometria do duto implementada no espaço tridimensional. A malha estruturada foi confeccionada no domínio fictício tridimensional em coordenadas generalizadas que, após diferentes refinamentos de malha (visando a não dependência dos resultados numéricos com as mesmas), resultou em uma malha constituída por 72.000 elementos hexaédricos.

Ao analisar estas figuras, observa-se que nas fronteiras da geometria as malhas geradas apresentam regiões com elevadas densidades de elementos. Tal refinamento é

necessário, já que os fenômenos físicos que se deseja observar, e posteriormente analisar, apresentam maiores gradientes nestas regiões.

Ao observar a Figura C7, pode-se constatar que na região correspondente a entrada de água, ou espaço anular, a concentração de elementos de malha é bem maior, uma vez que a mesma faz fronteira com a parede da tubulação e a interface com o anel de óleo, regiões estas em que sabidamente ocorrem as maiores variações nos parâmetros de escoamento.

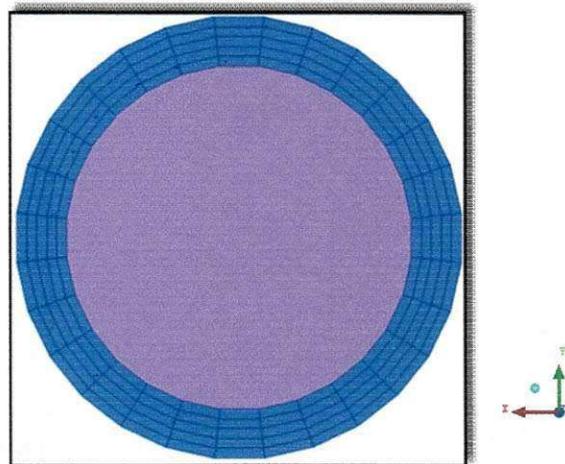


Figura C7 – Ilustração da malha estruturada na entrada de água.

Ao analisar a Figura C8, constata-se uma maior densidade de elementos na parede da tubulação, próxima a borda de entrada do tubo. Tal fato possibilita um melhor acompanhamento dos parâmetros de escoamento nessa região e permite avaliar com maior acuracidade sua influência sobre tais parâmetros.

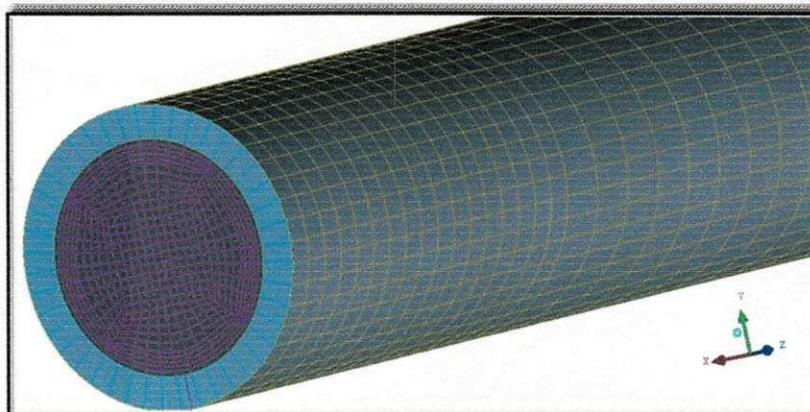


Figura C8 – Ilustração da malha estruturada referente a parede do duto próxima a região de entrada.

As Figuras C9 e C10 ilustram os detalhamentos do refinamento da malha na saída e parede do duto, respectivamente.

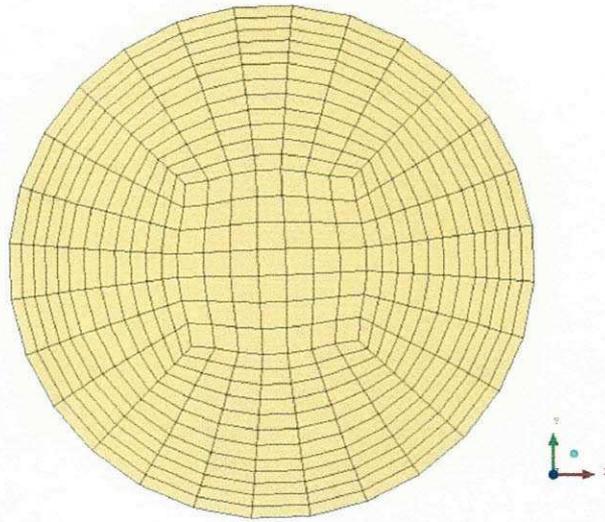


Figura C9 – Ilustração da malha estrutura na saída do duto.

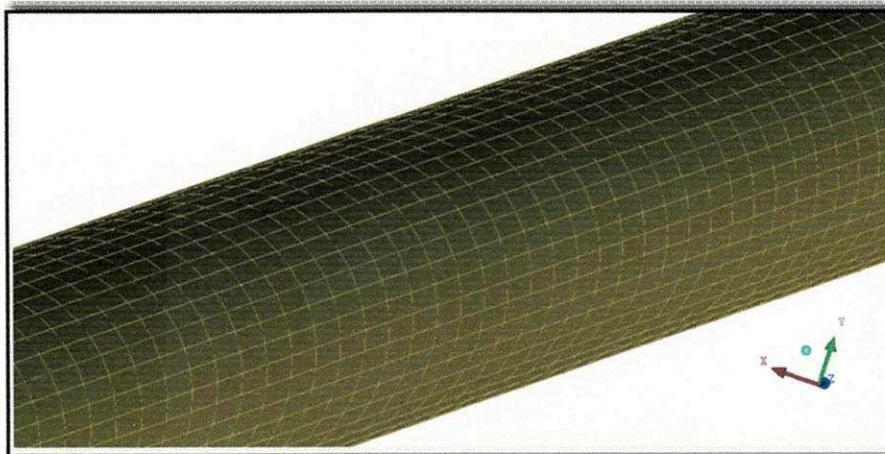


Figura C10 – Detalhes da malha estruturada na parede do duto.