



UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO - UFES
CENTRO UNIVERSITÁRIO NORTE DO ESPÍRITO SANTO - CEUNES
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA

LORENA ANDRADE DOS SANTOS

TRANSPORTE DE ÓLEOS PESADOS MEDIANTE
AQUECIMENTO POR VAPOR: UMA ABORDAGEM
ANALÍTICA E NUMÉRICA

SÃO MATEUS - ES
MARÇO/2018

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO - UFES
CENTRO UNIVERSITÁRIO NORTE DO ESPÍRITO SANTO - CEUNES
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA

LORENA ANDRADE DOS SANTOS

TRANSPORTE DE ÓLEOS PESADOS MEDIANTE
AQUECIMENTO POR VAPOR: UMA ABORDAGEM
ANALÍTICA E NUMÉRICA

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Energia do Centro Universitário Norte do Espírito Santo da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito para obtenção do Grau de Mestra em Energia.

Orientador: Prof. Dr. Oldrich Joel Romero.
Co-Orientador: Prof. Dr. Daniel da Cunha Ribeiro.

SÃO MATEUS – ES

MARÇO/2018

FICHA CATALOGRÁFICA

TRANSPORTE DE ÓLEOS PESADOS MEDIANTE AQUECIMENTO POR VAPOR: UMA ABORDAGEM ANALÍTICA E NUMÉRICA

LORENA ANDRADE DOS SANTOS

Dissertação apresentada à Universidade Federal do Espírito Santo, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Energia, para obtenção do título de Mestre em Energia.

Aprovada em: 27/03/2018.

Prof. Dr. Oldrich Joel Romero
CEUNES/UFES
Orientador

Prof^a. Dr^a. Rita de Cássia Feroni
CEUNES/UFES
Membro Interno

Prof. Dr. Daniel da Cunha Ribeiro
CEUNES/UFES
Co-Orientador

Prof^a. Dr^a. Ana Luiza Resende Pires
Membro Externo

AGRADECIMENTOS

À Deus, por iluminar meus pensamentos e me abençoar com perseverança e resiliência. Por guiar-me em minhas escolhas profissionais e por me fornecer os recursos necessários ao alcance de meus objetivos.

À minha família, por sonhar meus sonhos, comemorar minhas vitórias, encorajar meus projetos e compreender as inúmeras ausências. À minha mãe, Sorayd, por acreditar em mim e incentivar minha jornada acadêmica desde o primeiro dia do jardim de infância.

Ao meu marido Roberto, por me motivar, me acalmar, cuidar de nossa família e ser meu porto seguro. Por viver comigo todos os desafios dessa etapa e sempre, sempre, manter seu olhar otimista. Por me inspirar.

Às minhas filhas (de quatro patas), Sophia, Tereza e Antônia, pelo amor incondicional, pelo olhar de serenidade nas horas difíceis e pelo abraço carinhoso sempre a me esperar.

Aos meus amigos, por tornar a caminhada mais leve, pelos risos e momentos de descontração e por não me deixarem perder a juventude da alma.

Ao meu orientador e co-orientador, Dr. Oldrich Joel Romero e Dr. Daniel da Cunha Ribeiro, por compartilharem seus conhecimentos e instigarem em mim a dedicação à pesquisa e ao ensino. Aos demais membros da banca, Dr^a. Rita de Cássia Feroni e Dr^a. Ana Luiza Resende Pires, por gentilmente contribuírem para o aperfeiçoamento deste trabalho, por meio de suas valiosas sugestões e ressalvas.

À CAPES, pelo suporte financeiro, ao Labsim, pela utilização dos recursos computacionais e à plataforma OnePetro.org pelo acesso ao material científico fundamental ao embasamento deste estudo.

À Clara e Pedro, simplesmente por existirem e me fazerem rir meu melhor riso.

RESUMO

Dentre os inúmeros desafios que permeiam a cadeia produtiva de óleos pesados, a fase de transporte merece destaque. Em função de sua elevada viscosidade, os óleos pesados exibem resistência considerável ao escoamento, requisitando mecanismos auxiliares para viabilizar seu transporte mediante dutos. Nesta dissertação, é proposta uma configuração de tubos concêntricos, na qual vapor escoar pelo tubo interno (vaporduto) e óleo pelo espaço anular do oleoduto. São adotadas as abordagens analítica e numérica para investigação dos efeitos da inserção de vapor, geometria, isolamento térmico, qualidade do vapor e extensão do sistema nos seguintes parâmetros: temperatura, viscosidade e pressão do óleo, bem como fração mássica do vapor. Para a primeira abordagem, é empregado o modelo de resistências térmicas associado ao método $\epsilon - NTU$. Para a segunda, utiliza-se o software Ansys CFX em uma simulação tridimensional em regime permanente. Os desvios apresentados pela abordagem analítica são atribuídos à não incorporação dos efeitos de empuxo, convecção natural e turbulência do vapor, os quais contribuem para um aquecimento não-homogêneo do óleo. Resultados numéricos revelam que a inserção de vapor eleva a temperatura média do óleo em 1,2% e reduz sua viscosidade média e pressão inicial de fluxo em 8,7% e 24,2%, respectivamente. Uma redução de 24,6% na razão entre o raio do oleoduto e do vaporduto resulta em uma temperatura final do óleo 1,2% maior e viscosidade 4,7% menor. A presença do isolamento térmico reduz o fluxo de calor para o meio externo em 78,5%. A redução da qualidade do vapor em 30% causa um aumento da viscosidade média do óleo de 2,4%. Para sistemas mais extensos, a pressão inicial de fluxo requerida aumenta de forma significativa e o vapor úmido apresenta depósitos mais expressivos de líquido na porção inferior do acoplamento. O presente estudo fornece uma análise do acoplamento concêntrico entre vapor e óleo pesado sob diversas condições, explicitando as vantagens e desvantagens qualitativas de algumas estratégias. Em adição, propõe um modelo analítico capaz de prever a temperatura e viscosidade médias do óleo na saída, com desvios máximos de 1,3% e 15,6%, respectivamente, em relação à abordagem numérica.

Palavras Chave: Óleos viscosos, vaporduto concêntrico, transferência de calor.

ABSTRACT

Amongst the innumerable challenges that permeate the production chain of heavy oils, the transportation phase deserves to be highlighted. Due to its high viscosity, heavy oils exhibit considerable flow resistance, requiring auxiliary mechanisms to enable its transportation via pipelines. In this dissertation, a concentric pipeline configuration is proposed, in which steam flows through the inner pipe and oil flows through the annular space of the oil pipe. Analytical and numerical approaches are adopted for the investigation of steam insertion, geometry, thermal insulation, steam quality and system length on the following parameters: temperature, viscosity and pressure of oil, as well as vapor mass fraction of steam. For the first approach, the thermal resistance model associated with the $\epsilon - NTU$ method is employed. For the second, software Ansys CFX is used in a tridimensional, steady state simulation. The deviations presented by the analytical approach are attributed to the non incorporations of fluctuation, natural convection and steam turbulence effects, which contribute for a non-homogeneous heating of oil. Numerical results reveal that steam insertion elevates the average oil temperature in 1,2% and reduces its average viscosity and initial flow pressure by 8,7% and 24,2%, respectively. A reduction of 24,6% in the ratio between oil pipe and steam pipe radius results in a final oil temperature 1,2% higher and 4,7% lower viscosity. The presence of thermal insulation reduces the heat flux to the external medium in 78,5%. The reduction of steam quality in 30% causes an increase in average oil viscosity of 2,4%. For longer systems, the initial flow pressure required increases significantly and the steam shows more expressive liquid deposits in the lower portion of the coupling. The present study provides an analysis of the concentric coupling between steam and heavy oil under several conditions, explaining the qualitative advantages and disadvantages of some strategies. In addition, it proposes an analytical model capable of predicting the average temperature and viscosity of oil in the outlet, with maximum deviations of 1,3% and 15,6%, respectively, in comparison to the numerical approach.

Keywords: Viscous oils, concentric steam pipe, heat transfer.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Produção de óleo em milhões de toneladas (Mt), por região geográfica .31	31
Figura 2 - Reservas recuperáveis de recursos não convencionais para 20 principais países.....32	32
Figura 3 - Efeito do uso de aditivos redutores de arraste na vazão de óleo transportado via oleoduto37	37
Figura 4 – Relação entre viscosidade de óleo diluído e fração volumétrica de diluente para três óleos distintos (16 °API, 12 °API e 8 °API).....39	39
Figura 5 – Pontos de inversão da emulsão água em óleo (A/O) para óleo em água (O/A) para diferentes taxas de cisalhamento40	40
Figura 6 - Efeito da temperatura na viscosidade de diferentes tipos de óleo42	42
Figura 7 - Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica laminar em um tubo circular.....51	51
Figura 8 – Comportamento típico do coeficiente convectivo de transferência de calor para as regiões de escoamento laminar, transitório e turbulento52	52
Figura 9 - Geometria tridimensional destacando o acoplamento concêntrico entre o duto que transporta vapor (vaporduto) e o espaço anular que conduz o óleo (oleoduto)55	55
Figura 10 - Seção radial do acoplamento concêntrico entre vaporduto e oleoduto...55	55
Figura 11 – Seção radial da geometria empregada na descrição do caso 1.....56	56
Figura 12 – Seções radiais e respectivas razões de raios para a) caso 2 ($R_R = 1,87$) e b) caso 3 ($R_R = 1,41$)57	57
Figura 13 – Planos transversais yz nos domínios de óleo e vapor.....62	62

Figura 14 - Localização das linhas de Nusselt no plano transversal yz, onde a) é a parede externa do anular, b) é a parede interna do anular e c) é a parede interna do vaporduto	63
Figura 15 - Relação entre calor específico do óleo e temperatura, para valores específicos de grau API	66
Figura 16 - Seção radial do acoplamento concêntrico entre vaporduto (2) e oleoduto (4) e parâmetros de transferência de calor correspondentes	68
Figura 17 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para as malhas 1, 2 e 3 (casos 2, 4 e 5).....	82
Figura 18 - Perfis axiais de temperatura média do vapor para as malhas 1, 2 e 3 (casos 2, 4 e 5).....	82
Figura 19 - Temperaturas médias no plano de saída do óleo para seis malhas distintas (casos 2, 4 e 5)	83
Figura 20 - Discretização do domínio para os casos 2, 4 e 5 em a) vista 2D e b) vista 3D, destacando a condição de simetria adotada.....	83
Figura 21 - Perfis axiais de temperatura média do óleo e vapor para a malha 2 (casos 2, 4 e 5).....	84
Figura 22 - Comportamento típico dos perfis axiais de temperatura dos fluidos cocorrentes quente e frio em um trocador de calor envolvendo o processo de condensação do fluido quente.....	85
Figura 23 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para as malhas 1, 2 e 3 (caso 3).....	86
Figura 24 - Temperaturas médias no plano de saída do óleo para as malhas 1, 2 e 3 (caso 3)	86
Figura 25 - Campo vetorial da velocidade em y do óleo no plano transversal yz, em $x = 0,95$ m, para o caso 1.....	91

Figura 26 - Campos de temperatura do óleo em a) $x = 0,01$ m, b) $x = 0,5$ m e c) $x = 0,99$ m para o caso 1	91
Figura 27 – Variação da temperatura do óleo ao longo de seu raio anular, em $y = 0$ m, para $x = 0,01$ m, $x = 0,5$ m e $x = 0,99$ m, no caso 1	92
Figura 28 - Campos de viscosidade do óleo em a) $x = 0,01$ m, b) $x = 0,5$ m e c) $x = 0,99$ m para o caso 1	93
Figura 29 - Viscosidade do óleo ao longo de seu raio anular, em $y = 0$ m, para $x = 0,01$ m, $x = 0,5$ m e $x = 0,99$ m, no caso 1	94
Figura 30 - Campo vetorial da velocidade em y do óleo no plano transversal yz , em $x = 0,95$ m, para o caso 2.....	96
Figura 31 - Campo vetorial da velocidade em y do vapor no plano transversal yz , em $x = 0,95$ m, para o caso 2.....	96
Figura 32 - Perfis axiais dos coeficientes convectivos do óleo nas paredes interna e externa do anular para o caso 2, nas posições indicadas na Figura 14.....	98
Figura 33 - Perfil axial do coeficiente convectivo do vapor para o caso 2, na posição indicada na Figura 14.....	99
Figura 34 - Campos de viscosidade do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 1 (sem vapor) e b) caso 2 (com vapor)	99
Figura 35 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor).....	100
Figura 36 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor).....	101
Figura 37 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor)	101
Figura 38 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor).....	102

Figura 39 - Campos de temperatura do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 ($R_R = 1,87$) e b) caso 3 ($R_R = 1,41$).....	103
Figura 40 - Campos de viscosidade do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 ($R_R = 1,87$) e b) caso 3 ($R_R = 1,41$).....	104
Figura 41 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$).....	105
Figura 42 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$).....	105
Figura 43 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$).....	106
Figura 44 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede interna do espaço anular para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$) na posição indicada na Figura 14.....	107
Figura 45 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$) na posição indicada na Figura 14.....	107
Figura 46 - Perfis axiais de número de Nusselt local do vapor para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$) na posição indicada na Figura 14.....	108
Figura 47 - Perfis axiais de fração mássica média de vapor para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$).....	109
Figura 48 - Campos de fração mássica do vapor em $x = 0,99$ m para a) caso 2 ($R_R = 1,87$) e b) caso 3 ($R_R = 1,41$).....	109
Figura 49 - Campos de temperatura do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 (sem isolamento térmico) e b) caso 4 (com isolamento térmico).....	111
Figura 50 - Campos de viscosidade do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 (sem isolamento térmico) e b) caso 4 (com isolamento térmico).....	111

Figura 51 - Campos de fluxo de calor entre a parede externa do sistema e o meio (ar) para a) caso 2 (sem isolamento térmico) e b) caso 4 (com isolamento térmico)	112
Figura 52 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico)	113
Figura 53 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico)	113
Figura 54 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico).....	114
Figura 55 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede interna do espaço anular para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico) na posição indicada na Figura 14.....	114
Figura 56 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico) na posição indicada na Figura 14.....	115
Figura 57 - Perfis axiais de número de Nusselt local do vapor para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico) na posição indicada na Figura 14.....	116
Figura 58 - Perfis axiais de fração mássica média de vapor para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico)	116
Figura 59 - Campos de temperatura do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e b) caso 5 (vapor com título inicial de 50%)	118
Figura 60 - Campos de viscosidade do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e b) caso 5 (vapor com título inicial de 50%)	118
Figura 61 - Campo de fração mássica de vapor com título inicial de 50% (caso 5)	119
Figura 62 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%).....	119

Figura 63 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%).....	120
Figura 64 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%).....	120
Figura 65 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede interna do espaço anular para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%) na posição indicada na Figura 14.....	121
Figura 66 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%) na posição indicada na Figura 14.....	121
Figura 67 - Perfis axiais de número de Nusselt local do vapor para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%) na posição indicada na Figura 14.....	122
Figura 68 - Perfis axiais de fração mássica média de vapor para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%).....	122
Figura 69 - Campos de temperatura do óleo para o caso 6 ($L = 4$ metros) em a) $x = 0,01$ m, b) $x = 0,99$ m e c) $x = 3,99$ m.....	124
Figura 70 - Campos de viscosidade do óleo para o caso 6 ($L = 4$ metros) em a) $x = 0,01$ m, b) $x = 0,99$ m e c) $x = 3,99$ m.....	124
Figura 71 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros)	125
Figura 72 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros)	125
Figura 73 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros)	126

Figura 74 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede interna do espaço anular para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros) na posição indicada na Figura 14.....	127
Figura 75 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros) na posição indicada na Figura 14.....	127
Figura 76 - Perfis axiais de número de Nusselt local do vapor para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros) na posição indicada na Figura 14	128
Figura 77 - Perfis axiais de fração mássica média do vapor para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros)	128
Figura 78 - Campos de fração mássica de vapor em a) $x = 0,01$ m; b) $x = 2$ m; c) $x = 3,99$ m para o caso 6.....	129

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Análise elementar do óleo cru típico (% em peso)	28
Tabela 2 - Classificação de óleos segundo densidade e grau API.....	29
Tabela 3 - Descrição dos domínios do acoplamento concêntrico entre dutos de vapor e óleo	56
Tabela 4 - Descrição das interfaces do acoplamento concêntrico entre dutos de vapor e óleo.....	56
Tabela 5 - Dimensões e propriedades consideradas para o caso 2. Os domínios 1 a 4, assim como seus respectivos raios, são mostrados na Figura 10	58
Tabela 5 - Dimensões e propriedades consideradas para o caso 2. Os domínios 1 a 4, assim como seus respectivos raios, são mostrados na Figura 10	59
Tabela 6 - Alterações de dimensões e propriedades para os casos 1, 3, 4, 5 e 6	59
Tabela 7 - Número de elementos n nos planos transversais yz para os domínios de óleo e vapor.....	61
Tabela 8 - Condições de contorno na entrada do sistema para as abordagens analítica e numérica	64
Tabela 9 - Condições de contorno na saída do sistema para as abordagens analítica e numérica.....	64
Tabela 10 - Constantes do modelo de turbulência $k - \varepsilon$ e seus respectivos valores	77
Tabela 11 - Dados referentes ao teste de malhas para os casos 2, 4 e 5	82
Tabela 12 - Dados referentes ao teste de malhas para o caso 3.....	85
Tabela 13 - Comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico estimados para óleo e vapor pela abordagem analítica	88

Tabela 14 - Comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico estimados para óleo e vapor pela abordagem numérica.....	88
Tabela 15 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 1	89
Tabela 16 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 2	94
Tabela 17 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 3	103
Tabela 18 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 4	110
Tabela 19 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 5	117
Tabela 20 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 6	123
Tabela 21 - Resumo de resultados numéricos de temperatura e viscosidade finais do óleo e pressão inicial de fluxo do óleo, obtidos para os casos 1 a 6.....	129

LISTA DE SIGLAS

- ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas
- ANP – Agência Nacional do Petróleo
- A/O – Água em óleo
- API – *American Petroleum Institute* (Instituto Americano de Petróleo)
- CAF – *Core Annular Flow* (Fluxo Núcleo Anular)
- CFD – *Computational Fluid Dynamics* (Dinâmica de Fluidos Computacional)
- CLL – Camada Limite Laminar
- CLT – Camada Limite Turbulenta
- DRA – *Drag Reducing Agents* (Agentes Redutores de Arraste)
- ESPO – *Eastern Siberia-Pacific Ocean* (Sibéria Oriental – Oceano Pacífico)
- IAPWS – *International Association for the Properties of Water and Steam* (Associação Internacional para as Propriedades de Água e Vapor)
- IEA – *International Energy Agency* (Agência Internacional de Energia)
- NTU – *Number of Transfer Units* (Número de Unidades de Transferência)
- O/A – Óleo em Água
- OECD – *Organisation for Economic Co-operation and Development* (Organização para Cooperação Econômica e Desenvolvimento)
- OIP – *Oil in Place* (Óleo no Local)
- pH – Potencial Hidrogeniônico
- RMS – *Root Mean Square* (Raiz Quadrada Média)
- UFES – Universidade Federal do Espírito Santo

LISTA DE SÍMBOLOS

Q = Calor (J)	p = pressão (Pa)
\dot{Q} = Taxa de transferência de calor (W)	A = Constante
\dot{q} = Fluxo de calor (W/m ²)	B = Constante
A_t = Área de transferência de calor (m ²)	D = Comprimento característico (m)
λ = Condutividade térmica (W/m.K)	\dot{v} = Vazão volumétrica (m ³ /s)
ΔT = Diferencial de temperatura (K)	Re = Número de Reynolds
Δx = Espessura (m)	v = velocidade (m/s)
R = Resistividade térmica (K/W)	Pr = Número de Prandtl
h = Coeficiente de transferência de calor (W/m ² .K)	Gr = Número de Grashof
T_{sup} = Temperatura na superfície (K)	Nu = Número de Nusselt
T_{∞} = Temperatura distante da parede (K)	\overline{Nu} = Número de Nusselt médio
ε_m = Emissividade da superfície	f = Fator de atrito para tubos lisos
σ = Constante de Stefan-Boltzmann	\bar{h} = Coeficiente de transferência de calor médio (W/m ² .K)
ϕ = Qualidade do vapor (%)	$L_{h,laminar}$ = Comprimento de entrada hidrodinâmico para fluxo laminar (m)
m = Massa (kg)	$L_{h,turbulento}$ = Comprimento de entrada hidrodinâmico para fluxo turbulento (m)
k = Energia cinética turbulenta (m ² /s ²)	$L_{t,laminar}$ = Comprimento de entrada térmico para fluxo laminar (m)
ε = Dissipação viscosa da energia cinética turbulenta (m ² /s ²)	$L_{t,turbulento}$ = Comprimento de entrada térmico para fluxo turbulento (m)
L = Comprimento (m)	u = velocidade em \hat{i} (m/s)
g = Aceleração gravitacional (m/s ²)	Z = Espessura da camada limite hidrodinâmica (m)
R_R = Razão de raios	R_{total} = Resistência térmica total (K/W)
R_{ext} = Raio do duto externo (m)	U = Coeficiente global de transferência de calor (W/m ² .K)
R_{int} = Raio do duto interno (m)	C = Capacidade calorífica (J/s.K)
r = Raio (m)	c = Constante
C_p = Calor específico a pressão constante (J/kg.K)	∇ = Vetor gradiente
ρ = Densidade (kg/m ³)	V = Vetor velocidade
μ = Viscosidade dinâmica (Pa.s)	τ = Tensor de tensões
M = Massa molar (g/mol)	f = Vetor das forças de corpo por unidade de massa
d_{API} = Densidade API (°API)	μ_{eff} = Viscosidade efetiva (Pa.s)
β = Expansividade térmica (K ⁻¹)	μ_t = Viscosidade turbulenta (Pa.s)
ϵ = Efetividade do trocador de calor	
NTU = Número de unidades de transferência do trocador de calor	
T = Temperatura (K)	
\dot{m} = Vazão mássica (kg/s)	

H = Entalpia (J)

T_{ref} = Temperatura de referência (K)

\bar{V} = Vetor da resultante das velocidades médias temporais

P_k = Taxa de geração de energia cinética

$C_{\mu,m}$ = Constante

$C_{\varepsilon 1}$ = Constante

$C_{\varepsilon 2}$ = Constante

σ_k = Constante

σ_ε = Constante

S_E = Fonte de calor volumétrica no domínio sólido

$\theta_{médio}$ = Valor médio de variável de interesse

i = Índice de elementos

A_i = Área de um elemento do domínio

θ_i = Valor de uma variável em um elemento

n = Número de elementos

V_i = Volume de um elemento do domínio

SUBSCRITOS:

cond = Condução

conv = Convecção

rad = Radiação

comb = Combinado

g = Fração gasosa do vapor úmido

v = Vapor úmido

l = Fração líquida do vapor úmido

1 = Domínio vapor

2 = Domínio vaporduto

3 = Domínio óleo

4 = Domínio oleoduto

1/2 = Interface vapor/vaporduto

2/3 = Interface vaporduto/óleo

3/4 = Interface óleo/oleoduto

4/*Ar* = Interface oleoduto/ar

s = Sólido

o = Óleo

iso = Isolamento térmico

min = Mínimo

max = Máximo

in = Entrada

out = Saída

tot = Total

est = Estática

sat = Saturação

o/ar = Entre óleo e ar

v/o = Entre vapor úmido e óleo

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	23
1.1. MOTIVAÇÃO.....	25
1.2. OBJETIVOS.....	26
1.3. ORGANIZAÇÃO.....	27
2. CONCEITOS TEÓRICOS	28
2.1. PROPRIEDADES DE ÓLEOS PESADOS	28
2.2. PRODUÇÃO DE ÓLEOS PESADOS.....	31
2.3. TRANSPORTE DE ÓLEOS PESADOS	33
2.4. MÉTODOS EMPREGADOS NO TRANSPORTE DE ÓLEOS PESADOS	34
2.4.1. Método de <i>upgrading in-situ</i>.....	34
2.4.2. Método de redução do atrito.....	35
2.4.2.1. <i>Aditivos de redução de arraste</i>	36
2.4.2.2. <i>Core Annular Flow (CAF)</i>	37
2.4.3. Método de redução da viscosidade	38
2.4.3.1. <i>Diluição</i>	38
2.4.3.2. <i>Emulsão óleo em água (O/A)</i>	39
2.4.3.3. <i>Redução do ponto de fluidez</i>	41
2.4.3.4. <i>Aumento e/ou manutenção da temperatura</i>	41
2.5. TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	43
2.5.1. Condução	43
2.5.2. Convecção.....	44
2.5.3. Radiação.....	45
2.6. PARÂMETROS ADIMENSIONAIS.....	46

2.6.1. Número de Reynolds (Re)	46
2.6.2. Número de Prandtl (Pr)	47
2.6.3. Número de Grashof (Gr).....	47
2.6.4. Número de Nusselt (Nu).....	48
2.7. A CAMADA-LIMITE.....	49
2.8. O VAPOR.....	51
2.9. SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	52
3. MODELO FÍSICO E METODOLOGIA DE SOLUÇÃO.....	54
3.1. GEOMETRIA.....	54
3.2. CASOS ESTUDADOS	56
3.3. DIMENSÕES E PROPRIEDADES.....	58
3.4. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO DO PROBLEMA.....	60
3.5. CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA AS DUAS ABORDAGENS	64
4. ABORDAGEM ANALÍTICA.....	65
4.1. O MODELO DE RESISTÊNCIAS TÉRMICAS	68
4.2. O MÉTODO EFFECTIVENESS – NTU (ϵ – NTU)	71
5. ABORDAGEM NUMÉRICA.....	73
5.1. EQUAÇÕES GOVERNANTES E HIPÓTESES ADOTADAS	73
5.1.1. Domínio 1 – Vapor	73
5.1.2. Domínio 2 – Vaporduto.....	77
5.1.3. Domínio 3 – Óleo.....	77
5.1.4. Domínio 4 – Oleoduto.....	79
5.1.5. Isolamento térmico	79
5.2. CONDIÇÕES DE CONTORNO COMPLEMENTARES À ABORDAGEM NUMÉRICA.....	79

5.3. SOFTWARE.....	80
5.4. ALGORITMOS DE DISCRETIZAÇÃO	80
5.5. ESTUDO DE INDEPENDÊNCIA DA MALHA	81
6. RESULTADOS	88
6.1. CASO 1 - ESCOAMENTO DE ÓLEO VISCOSO NO ANULAR	89
6.2. CASO 2 – EFEITO DA INSERÇÃO DO VAPOR.....	94
6.3. CASO 3 – EFEITO DA REDUÇÃO DA RAZÃO DE RAIOS RR	102
6.4. CASO 4 – EFEITO DA INSERÇÃO DE ISOLAMENTO TÉRMICO EXTERNO	110
6.5. CASO 5 – EFEITO DA REDUÇÃO DA QUALIDADE INICIAL DO VAPOR ..	117
6.6. CASO 6 – EFEITO DO AUMENTO DA EXTENSÃO DO SISTEMA	123
7. CONCLUSÕES	130
7.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	132
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	133

1. INTRODUÇÃO

Com o passar dos anos, a demanda energética em escala global tem apresentado significativo crescimento. A progressiva expansão industrial de economias subdesenvolvidas, bem como os elevados patamares produtivos de economias solidificadas são um reflexo deste cenário. Segundo dados da *International Energy Agency* (IEA) (2016), estima-se que em 2014 a demanda mundial de óleo tenha aumentado 1,4% em relação a 2013. No ano de 2015, por sua vez, a produção sofreu um aumento de 3% em relação ao ano anterior, atingindo a marca de 94,2 milhões de barris por dia. Esse aumento é atribuído, em maior escala, aos Estados Unidos (+7,8%), Arábia Saudita (+5,8%), Iraque (+13,8%) e Brasil (+7,7%).

Para tais níveis de demanda, surge a necessidade de um suprimento energético de semelhante robustez. Nesse contexto, esforços têm sido empenhados no setor de pesquisa e desenvolvimento de novas fontes energéticas. Atualmente, uma vasta gama de opções favorece a composição de uma matriz energética diversificada, sustentável e de reduzido impacto ambiental. No Brasil, tais opções incluem, embora não se limitem a: energia solar, eólica, hidráulica, etanol e biodiesel (PEREIRA et al., 2012).

No entanto, as propostas de fontes alternativas voltadas à diversificação da matriz energética são relativamente recentes quando comparadas ao uso de combustíveis fósseis como o petróleo, gás natural e carvão. Além disso, tais propostas estão sujeitas a inúmeras barreiras como: investimento insuficiente em Pesquisa e Desenvolvimento, monopólio do setor energético, custos iniciais exorbitantes, riscos de investimento, resistência sócio-cultural e reduzido apoio governamental (SEN; GANGULY, 2017).

Em 2014, o petróleo foi responsável pela maior parcela do suprimento energético primário total (31%), seguido do carvão (29%) e do gás natural (21%). Além disso, mais de 92% do consumo energético no setor de transporte mundial está associado ao petróleo (*INTERNATIONAL ENERGY AGENCY*, 2016). Contudo, seu uso irracional e descontrolado tem resultado em consequências pouco vantajosas. Ao contribuir com a redução da camada de ozônio através da liberação de gases de efeito estufa como metano e dióxido de carbono na atmosfera, acredita-se que essa

fonte energética desempenhe papel chave no processo de aquecimento global (SINGH; SINGH, 2012). No entanto, uma das maiores causas de preocupação para especialistas neste setor reside na natureza não renovável desta fonte, o que faz com que sua exploração desenfreada resulte em exaurimento de recursos.

O nível tecnológico exigido para permitir a exploração e monitoramento de reservatórios tem gerado sucessivas demandas de pesquisa e inovações no ramo (MOGENSEN, 2004). Atualmente, os poços que produzem em ambiente *offshore* no litoral brasileiro chegam a ultrapassar 2.000 metros de lâmina d'água (RODRIGUEZ; SUSLICK, 2009), fato surpreendente haja vista que o primeiro poço produtor, datado de 1859, possuía apenas 21 metros de profundidade (DICKEY, 1959).

Óleos convencionais, localizados em formações rochosas de alta porosidade e permeabilidade e cuja extração requer técnicas mínimas de estimulação, são continuamente mais raros. Em contrapartida, o expressivo volume disponível de óleos não convencionais tem despertado o interesse da indústria (PHAF; SEITZ; WOOD, 2013). Óleos não convencionais não podem ser extraídos pelos métodos tradicionais, exigindo tecnologias mais dispendiosas como fraturamento hidráulico e poços horizontais. Segundo definições da IEA, areias oleosas e óleos pesados fazem parte dessa categoria.

Os óleos pesados e extrapesados, ao contrário de óleos leves, são caracterizados por elevada viscosidade e conseqüente reduzida mobilidade. Isto ocorre como resultado de sua constituição química, marcada pela presença de compostos de alto peso molecular, além de alguns contaminantes. Devido à sua elevada viscosidade, a etapa de transporte via dutos de óleos pesados e extrapesados constitui um desafio à parte para a indústria. Na ausência de agentes externos de adição de energia, esse tipo de óleo tende a apresentar um escoamento marcado por excessivas perdas de carga. Além disso, em função da contínua perda de calor para o meio externo, temperaturas críticas de aparecimento de cristais podem implicar na formação de depósitos de parafina no interior de dutos, agravando os índices de perda de carga e causando eventuais obstruções (GARCÍA, 2001).

Diante desta problemática, não é fato recente que algumas técnicas tenham sido propostas no intuito de viabilizar o escoamento de óleos pesados e extrapesados em

dutos (MOREAU, 1965). A maior parte delas apresenta um enfoque na redução da viscosidade do sistema, enquanto outras se concentram na minimização do atrito durante o transporte. Existem ainda técnicas que abordam formas alternativas de escoamento e modificação prévia da estrutura química dos hidrocarbonetos. Técnicas de isolamento térmico também merecem ressalva, pois atuam na minimização das perdas de calor para o meio externo, prolongando, portanto, a manutenção do calor no interior de dutos.

1.1. MOTIVAÇÃO

A motivação do presente trabalho encontra-se no panorama atual enfrentado pela indústria petrolífera. Este é caracterizado pela necessidade de adequação às peculiaridades de óleos pesados e extrapesados no intuito de manter o atendimento da crescente demanda energética mundial em face da escassez de recursos convencionais.

Embora promissores, óleos pesados e extrapesados exibem características que podem comprometer etapas produtivas ao exigir soluções tecnológicas específicas. Isso justifica o fato dessa categoria não ter sido preferencialmente explorada no passado, visto que a produção de óleos convencionais requer métodos de estimulação mínimos. Os custos que permeiam a cadeia produtiva de óleos pesados podem ser melhor compreendidos em três etapas principais. São elas:

(i) Etapa de Produção: custos relativos aos métodos de extração do petróleo desde o reservatório até a superfície. Em função de sua reduzida mobilidade, o óleo pesado pode exigir técnicas especiais, como é o caso da injeção de vapor *in-situ* (NAJAF et al., 2015). Além disso, para a otimização do contato reservatório-poço, configurações de poços horizontais e/ou multilaterais podem ser empregadas (MORGAN, 1998).

(ii) Etapa de Refino: custos relativos ao processamento do óleo cru oriundo da etapa de produção de forma que ele possa ser convertido em derivados adequados aos padrões de comercialização. Para isso, a remoção de contaminantes aos níveis aceitáveis pelas normas estabelecidas é fundamental. Os óleos pesados são característicos pelo teor excessivo de contaminantes e elementos corrosivos aos

equipamentos de refino (ALRASHOUD, 2015). Além disso, em função de sua viscosidade, apresentam outros obstáculos como escoamento lento e formação de obstruções.

(iii) Intermediária às etapas de Produção e Refino, encontra-se a etapa de Transporte. De forma similar às demais, essa etapa também é acometida pelos desafios na presença de óleos pesados. Especialmente quando a extensão dos oleodutos é considerável, o óleo altamente viscoso não possui mobilidade suficiente para completar o deslocamento necessário sem o auxílio de algum agente externo de energia, como é o caso das bombas (URQUHART, 1985). A depender dos requisitos de pressão das estações de bombeio, o custo de tal operação pode representar uma grande parcela dos custos totais. Outros problemas incluem deposições, obstruções, manutenções corretivas e atrasos não planejados.

1.2. OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é a descrição analítica e numérica da transferência de calor entre dutos concêntricos de vapor e óleo pesado, no intuito de avaliar os efeitos no escoamento deste último, especialmente no que tange sua temperatura e viscosidade finais, quando submetido a condições distintas. Os objetivos específicos incluem:

- A) Analisar a robustez da abordagem analítica, em relação à abordagem numérica, na determinação dos parâmetros de interesse (temperatura e viscosidade finais do óleo, taxas de transferência de calor e parâmetros adimensionais do óleo e vapor);
- B) Descrever o escoamento de óleo altamente viscoso em espaço anular;
- C) Avaliar os efeitos da inserção de vaporduto concêntrico ao oleoduto;
- D) Avaliar os efeitos do aumento do raio do vaporduto (com redução do espaço anular);
- E) Avaliar os efeitos da inserção de isolamento térmico externo;
- F) Avaliar os efeitos da redução da qualidade inicial do vapor;

G) Avaliar os efeitos do aumento da extensão do sistema.

1.3. ORGANIZAÇÃO

O presente trabalho atende às normas adotadas pela Universidade Federal do Espírito Santo (UFES), baseadas na normatização da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) e apresenta divisão em 8 (oito) capítulos.

O primeiro capítulo é dedicado à introdução do tema proposto a partir das razões que motivaram sua investigação, da descrição da problemática em si, dos objetivos almejados e da organização do trabalho em prol de seu desenvolvimento.

O segundo capítulo constitui um levantamento bibliográfico dos principais aspectos que permeiam o tema em estudo, visando à uma maior familiaridade com o mesmo.

O terceiro capítulo descreve o modelo físico do problema investigado, explicitando as geometrias, dimensões e parâmetros, condições de contorno e metodologia de solução.

O quarto capítulo desenvolve o modelo matemático para a abordagem analítica selecionada.

O quinto capítulo apresenta a abordagem numérica adotada, descrevendo suas equações governantes, hipóteses simplificadoras, condições de contorno adicionais, discretização dos domínios, parâmetros numéricos, critérios de convergência e recursos computacionais empregados.

O sexto capítulo realiza a apresentação e discussão dos resultados obtidos, investigando as tendências apresentadas e suas relações com o referencial teórico adotado.

O sétimo capítulo apresenta conclusões gerais, bem como sugestões futuras para refinamento do trabalho proposto inicialmente.

O oitavo capítulo, por fim, reúne as referências bibliográficas que embasaram o trabalho em questão.

2. CONCEITOS TEÓRICOS

2.1. PROPRIEDADES DE ÓLEOS PESADOS

Segundo Thomas et al. (2001), o petróleo, em seu estado líquido, pode ser caracterizado como uma substância oleosa, inflamável, menos densa que a água, com cheiro característico e cor variando entre o negro e o castanho-claro. Possui constituição basicamente orgânica, com cerca de 90% de hidrocarbonetos. Seu estado físico é determinado pela dimensão de suas moléculas. Quando pequenas em maioria, apresenta-se gasoso, caso contrário, seu estado é líquido sob condições normais de temperatura e pressão.

Devido à complexidade química do petróleo, sua segregação em componentes puros torna-se inviável e, portanto, o mesmo é classificado em faixas de composição com pontos de ebulição correspondentes. Embora cada reservatório produza uma espécie peculiar de petróleo, com suas especificidades de cor, densidade, viscosidade e composição, a análise elementar dos mesmos é bastante similar, conforme exibido na Tabela 1.

Tabela 1 - Análise elementar do óleo cru típico (% em peso)

Elemento	Quantidade, %
Carbono	83-87
Hidrogênio	11-14
Enxofre	0,06-8
Nitrogênio	0,11-1,7
Oxigênio	0,1-2
Metais	até 0,3

Fonte: Adaptado de Thomas et al. (2001).

É evidente que os elementos hidrogênio e carbono compõem quase que a totalidade do petróleo. No entanto, outros constituintes como enxofre, nitrogênio, oxigênio e metais também estão presentes na forma de compostos orgânicos, sendo considerados impurezas e concentrando-se nas frações mais pesadas.

Os óleos pesados, como o próprio nome sugere, são aqueles cuja concentração de frações pesadas é considerável, especialmente de resinas e asfaltenos, além da

presença marcante de impurezas indesejáveis. Resinas e asfaltenos são moléculas grandes, com alta relação carbono/hidrogênio e presença de enxofre, oxigênio e nitrogênio (6,9 a 7,3%). A presença de asfaltenos se dá na forma de dispersão coloidal, ao passo que as resinas são altamente solúveis (THOMAS et al., 2001).

Segundo Kopper et al. (2002), embora outros fatores como porosidade, permeabilidade e pressão sejam determinantes para o comportamento de um reservatório, a densidade e viscosidade de seus fluidos serão responsáveis por ditar a abordagem produtiva.

A densidade relativa de uma substância, definida pela razão entre as massas de um dado volume de matéria e igual volume de água, ambos à temperatura de 20° C, é considerada um importante indicador na etapa de refino, apontando para o rendimento da destilação. É uma propriedade pouco influenciada pela temperatura e comumente empregada na classificação padrão de óleos crus. Na indústria petrolífera, é comum sua indicação em termos de grau do *American Petroleum Institute* (API). Quanto mais denso é o óleo, menor é seu grau API e vice-versa (KOPPER et al., 2002).

Na Tabela 2 é apresentado um sistema de classificação do óleo em função de sua densidade relativa e respectivo grau API, segundo critérios adotados pela Agência Nacional do Petróleo (ANP).

Tabela 2 - Classificação de óleos segundo densidade e grau API

Tipo de Óleo	Densidade (20° C/20° C)	°API
Leve	$\leq 0,87$	$\geq 31^\circ$
Médio	$0,87 < \rho \leq 0,92$	$22^\circ \leq \text{API} < 31^\circ$
Pesado	$0,92 < \rho \leq 1,00$	$10^\circ \leq \text{API} < 22^\circ$
Extrapesado	$> 1,00$	$< 10^\circ$

Fonte: Adaptado de ANP (2000).

A viscosidade, por outro lado, definida pela resistência de um fluido ao escoamento, é comumente empregada nas etapas de produção e transporte, pois determina quão facilmente o óleo irá fluir. Na fase de produção, por exemplo, é de grande interesse

identificar as zonas preferenciais de menor viscosidade para posicionamento dos equipamentos de extração (SECCOMBE et al., 2005).

Óleos pesados são o resultado de um intenso processo de degradação de óleos originalmente leves, durante processos de migração e trapeamento. Efeitos químicos, físicos e biológicos contribuem para esse fenômeno, típico de reservatórios rasos e pobremente selados (LARTER et al., 2006; KOPPER et al., 2002).

Para o dimensionamento do processo produtivo de óleos pesados, o conhecimento das variáveis capazes de alterar sua viscosidade é essencial. Se o óleo sofre um pré tratamento térmico, por exemplo, poderá ocorrer desestruturação de suas cadeias moleculares pesadas e redução da viscosidade. A pressão, por sua vez, apresenta relação direta com a viscosidade, cuja constante de proporcionalidade depende da natureza do óleo (KHAN, 1996).

O estudo da deformação e escoamento de óleos pesados, também chamado de reologia, é requisito importante para o dimensionamento de bombas, tubulações, trocadores de calor, dentre outros. É necessário definir se o comportamento assumido pelo óleo, mediante cisalhamento, é de natureza Newtoniana ou não Newtoniana, por exemplo.

Bazyleva et al. (2010) conduziram experimentos no intuito de medir variações de viscosidade para betumes e óleos pesados, sob condições de cisalhamento e temperatura distintas. Para uma faixa de temperatura de 200 K a 410 K e valores de cisalhamento entre 5 Pa e 2.000 Pa, as variações de viscosidade observadas chegaram a três ordens de magnitude.

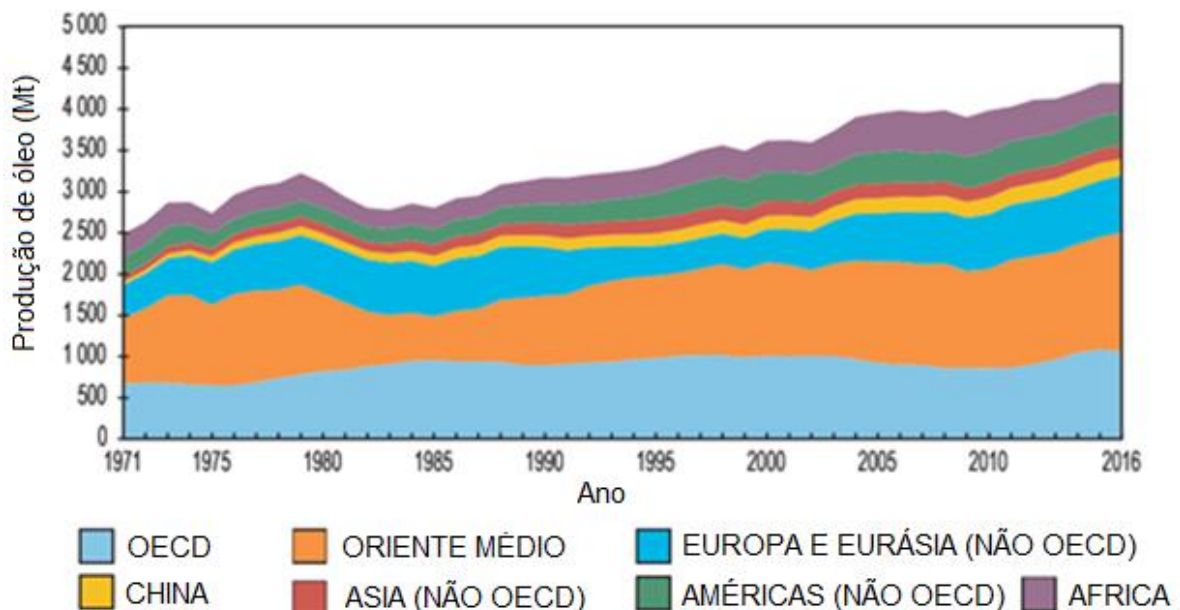
De uma maneira geral, para temperaturas baixas, representativas das etapas de produção, armazenamento e transporte, o comportamento predominante é não-Newtoniano. Isso implica dizer que a tensão de cisalhamento não é diretamente proporcional à taxa de deformação. Em outras palavras, a viscosidade não é mantida constante, variando com a taxa de deformação e sendo denominada viscosidade aparente (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

O comportamento reológico está intimamente ligado à composição química, fase, grau de dispersão e força de interação intermolecular. Outros pontos de variabilidade incluem origem, localização geográfica, profundidade da formação e histórico de tratamento pré ou pós-produção (BAZYLEVA et al., 2010). A medição da viscosidade ainda deve considerar aspectos relacionados às condições experimentais, como: método adotado, contaminação de amostras, temperatura, etc., sendo a determinação em condições de reservatório a mais desejada (BRYAN et al., 2006).

2.2. PRODUÇÃO DE ÓLEOS PESADOS

Na Figura 1 é apresentada a produção de óleo mundial, em milhões de toneladas (Mt), no período compreendido entre 1971 e 2016, para cada um dos seguintes grupos: países participantes da *Organisation for Economic Co-operation and Development* (OECD), China, Oriente Médio, países da Ásia, Europa, Eurásia e Américas não participantes da OECD e África (*INTERNATIONAL ENERGY AGENCY*, 2017). Nesta estimativa, além do óleo cru, são considerados o gás natural liquefeito, aditivos e outros hidrocarbonetos. Apesar das oscilações causadas ora por restrições econômicas, ora por estratégias políticas, a tendência geral ao longo de 45 anos é de crescimento.

Figura 1 – Produção de óleo em milhões de toneladas (Mt), por região geográfica

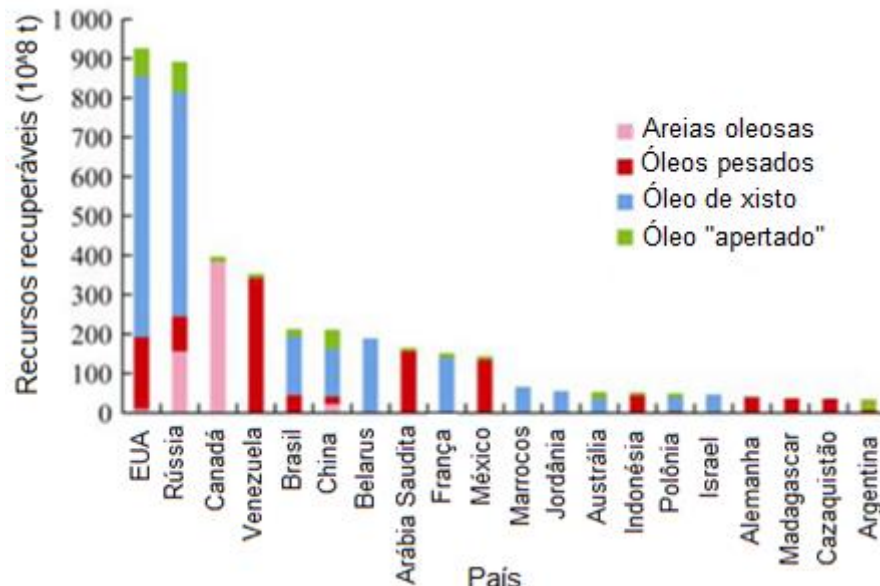


Fonte: Adaptado de IEA (2017).

Segundo Van Der Hoeven (2012), o petróleo continuará sendo, até 2035, a maior fonte de combustível mundial, com uma demanda aproximada de 28% no mercado. Nesse contexto, cabe à indústria concentrar seus esforços na exploração das chamadas reservas não convencionais. Para óleos pesados, a estimativa de *Oil in Place* (OIP) ultrapassa a marca de 6 trilhões de barris, equivalente ao triplo das reservas convencionais de óleo e gás no mundo (KOPPER et al., 2002).

Em 2015, a produção anual de óleos não convencionais totalizou $3,7 \times 10^8$ toneladas, equivalente a 9% da produção global de óleo naquele ano. Os recursos não convencionais de óleo, em sua maior parte, se concentram em um total de 54 países, sendo os principais deles: Estados Unidos, Rússia, Canadá, Venezuela, Brasil, China, Belarus, Arábia Saudita, França e México, cujas reservas recuperáveis somam 82,4% do montante global. (HONGJUN, 2016). Na Figura 2 são apresentados os recursos não convencionais recuperáveis, em 10^8 toneladas, para 20 principais países em 2016. Os destaques são para o óleo de xisto dos Estados Unidos e Rússia, bem como para as areias oleosas do Canadá e óleos pesados da Venezuela.

Figura 2 - Reservas recuperáveis de recursos não convencionais para 20 principais países



Fonte: Adaptado de Hongjun (2016).

Saniere, Hénault e Argilier (2004) apontam as particularidades da produção de óleos pesados sob a ótica estratégica, econômica e técnica. Do ponto de vista estratégico, encontram-se o aumento de reservas provadas, a diversificação e segurança do

suprimento energético, bem como a redução da dependência de países do Oriente Médio e suas flutuações de preço. Do ponto de vista econômico, estima-se que apenas 2% dos recursos de óleo pesado, extrapesado e betume tenham sido explorados até 2004. Do ponto de vista técnico, há desafios que permeiam as etapas de produção, transporte e refino, os quais exigem técnicas pouco convencionais e dispendiosas, reiterando o retorno a longo prazo deste tipo de recurso.

2.3. TRANSPORTE DE ÓLEOS PESADOS

Na indústria petrolífera, é comum o transporte de substâncias líquidas e gasosas através do sistema dutoviário, cujas vantagens incluem baixo custo e conveniência ambiental. O transporte de óleo é geralmente feito das unidades de produção até plantas de processamento e refino, podendo encontrar pontos de armazenamento intermediários. Os países nos quais estão concentradas as maiores reservas de óleos pesados do mundo, Canadá e Venezuela, utilizam o sistema de dutos para transportar 95% de sua produção (HART, 2013).

Dentre as problemáticas do transporte de óleos pesados, as perdas de carga excessivas podem ser destacadas. O fluxo altamente viscoso e lento, caracterizado por elevado atrito com a superfície interna da tubulação, assim como entre as camadas do próprio fluido, faz com que a pressão sofra declínio rápido e expressivo. Caso nenhuma fonte externa de energia seja fornecida ao escoamento, a tendência é que o mesmo regrida para uma condição estática, potencializando a separação de fases. Assim, a segregação gravitacional torna-se mais um agravante, visto que o fluxo multifásico é notavelmente mais complexo, podendo resultar em escoamento preferencial do fluido de maior mobilidade (água e/ou gás), além de resistência ao reestabelecimento das condições normais de escoamento (GRIFFITH, 1984).

Ao longo do escoamento em dutos, as perdas de calor para o meio externo são bastante comuns e previsíveis. Em temperaturas suficientemente baixas, as frações moleculares mais pesadas presentes no óleo tendem a iniciar um processo de cristalização, solidificando-se e formando deposições junto às paredes internas das tubulações. Isto gera incontáveis transtornos como restrição da área aberta ao fluxo,

perdas de carga adicionais e interrupção completa do escoamento (ROCHA; COSTA; EMBIRUÇU, 2015).

Ressalta-se que as adversidades mencionadas são ainda mais preocupantes em longos trechos contínuos. No campo de Fengcheng, na China, por exemplo, o duto de transporte de óleo pesado possui cerca de 100 km de extensão (WU et al., 2011). Já o duto *Eastern Siberia-Pacific Ocean* (ESPO), responsável pelo transporte entre Rússia e China, possui 953 km. Neste último caso, o produto transportado ainda consiste em óleo leve, porém, diante da recente produção não convencional nessa região, o ESPO deverá ser convertido ao transporte de óleos pesados (DIAZ-BEJARANO; PORSIN; MACCHIETTO, 2016).

Em suma, o transporte de óleos pesados requer que a viscosidade seja baixa o suficiente para que as dimensões do duto, bem como os requisitos de bombeio possam ser economicamente otimizados (ESCOJIDO; URRIBARRI; GONZALEZ, 1991).

2.4. MÉTODOS EMPREGADOS NO TRANSPORTE DE ÓLEOS PESADOS

Diversos são os métodos desenvolvidos e empregados no intuito de viabilizar o transporte de óleos pesados, minimizando características particulares e indesejadas do mesmo (ESCOJIDO; URRIBARRI; GONZALEZ, 1991; NÚÑEZ; RIVAS; JOSEPH, 1998). A seguir, são apresentados alguns exemplos, uma breve descrição de seu princípio de funcionamento, bem como vantagens e desvantagens conhecidas dos métodos de transporte de óleos.

2.4.1. Método de *upgrading in-situ*

Este mecanismo consiste na conversão de óleos pesados e extrapesados em óleos relativamente mais leves a partir da quebra de compostos de elevado peso molecular em cadeias menores ainda no reservatório (XU et al., 2000). Neste contexto, os métodos térmicos são amplamente empregados pela indústria. Seu mecanismo de ação consiste no aquecimento do óleo em condições de reservatório (in-situ), o que leva ao aumento do grau de agitação das moléculas e em sua

consequente quebra em cadeias menores. O resultado imediato é a redução da viscosidade e viabilidade do escoamento e produção.

Diversas são as técnicas que se baseiam nesse princípio de funcionamento, apresentando entre si discrepâncias em relação ao custo, aplicabilidade, eficiência e restrições operacionais. Dentre elas é possível citar: Injeção de vapor, Combustão in-situ, Drenagem Gravitacional Assistida por Vapor, Estimulação Cíclica com Vapor, Injeção de Ar Dedão-Calcanhar (HART, 2013), dentre outros.

2.4.2. Método de redução do atrito

As perdas de carga se apresentam com um dos principais problemas no transporte dutoviário. São caracterizadas pela redução gradativa da pressão de fluxo ao longo da extensão do duto, implicando em parada e obstrução do escoamento na ausência de um suplemento externo de energia. Esse fenômeno é ainda mais intenso quando se trata de óleos pesados, cuja mobilidade natural já é bastante reduzida.

As perdas de carga podem ser classificadas em distribuídas e localizadas. As primeiras, também denominadas perdas principais, estão relacionadas aos trechos longos e compreendem a maior parcela do total. O segundo grupo, também chamado de perdas singulares ou secundárias, é composto por perdas menores em elementos tais como: mudanças de seção, entradas e saídas, curvas, válvulas e conexões. A determinação de ambas envolve variáveis como viscosidade do fluido transportado, extensão, raio e rugosidade da tubulação, fator de atrito e velocidade do escoamento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

Uma das maneiras mais práticas atualmente empregadas para o contorno desta problemática é a inserção de estações de bombeio em pontos críticos da tubulação. Assim, antes que o escoamento sofra paralização momentânea, uma fonte externa de energia faz com que o mesmo seja mantido. No entanto, algumas variáveis tornam esse mecanismo extremamente dispendioso. Dentre as mesmas é possível destacar a extensão dos dutos e a viscosidade do óleo transportado. Além das restrições de custo, é preciso considerar as restrições estruturais da tubulação, as quais podem ser comprometidas mediante uso de pressão de bombeio excessiva (HEALTH AND SAFETY EXECUTIVE, 1996).

A seguir, serão abordadas algumas técnicas fundamentadas no mecanismo de redução de atrito.

2.4.2.1. Aditivos de redução de arraste

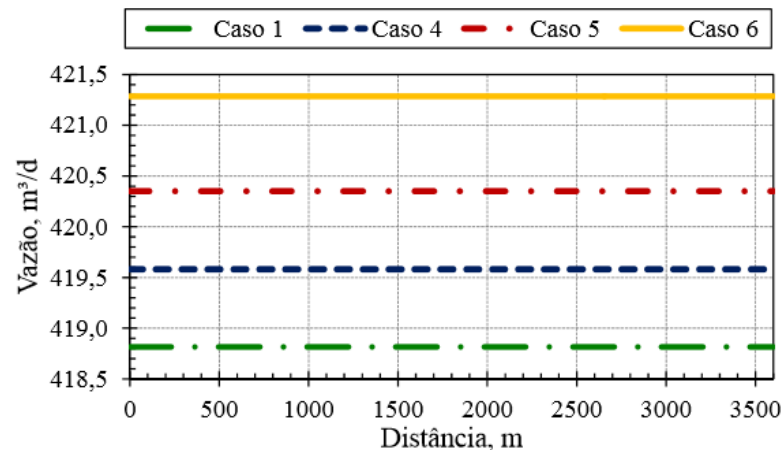
O arraste pode ser compreendido como a força, em resultado de tensões cisalhantes na parede da tubulação, a ser vencida pelo fluido para que o escoamento ocorra (MARTÍNEZ-PALOU et al., 2010). Em casos críticos como o transporte de óleos pesados e extrapesados em dutos de longa extensão, as perdas de carga são acentuadas e o arraste é notável.

Em resposta às restrições econômicas e operacionais das estações de bombeio, os aditivos de redução de arraste se apresentam como uma solução viável. Podem ser caracterizados como substâncias solúveis, capazes de reprimir o crescimento de redemoinhos turbulentos pela absorção da energia liberada durante a quebra de camadas lamelares. Com isso, é possível obter elevada taxa de escoamento a uma pressão de bombeio constante (MARTÍNEZ-PALOU et al., 2010).

Esses agentes podem ser divididos em três principais grupos. O primeiro, composto por surfactantes, atua na redução da tensão de superfície de líquidos ao passo que os dois últimos, fibras e polímeros, se orientam na direção principal do escoamento. O desempenho pode ser afetado por diversas condições, tais como: peso molecular, resistência à degradação por cisalhamento, solubilidade e estabilidade quanto às condições de temperatura, de iluminação, químicas e biológicas (KANG; JEPSON, 1999).

Na Figura 3 é descrito o impacto da utilização de aditivos redutores de arraste na vazão final de um sistema de transporte via oleodutos (JUSTINIANO; ROMERO, 2017). No caso 1, no qual os aditivos não são empregados, a vazão observada é mínima. Nos demais casos (4, 5 e 6), as aplicações de três tipos distintos de *Drag Reducing Agents* (DRAs), caracterizados por coeficientes de Burger progressivamente maiores e concentração fixa de 35 ppm, são associadas a vazões superiores, em resposta à uma redução da perda de carga total do sistema. Os casos 2 e 3, omitidos na Figura 3, descrevem cenários sem o uso de DRAs.

Figura 3 - Efeito do uso de aditivos redutores de arraste na vazão de óleo transportado via oleoduto



Fonte: Justiniano e Romero (2017).

O regime de escoamento de óleos pesados e extrapesados, em função de sua elevada viscosidade, é geralmente laminar (JOHNSTON et al., 2008). No entanto, mediante uso de diluentes e adição de calor, práticas relativamente comuns na indústria petrolífera, a obtenção de regime transitório pode se beneficiar do uso de redutores de arraste no retardamento de pontos de turbulência.

2.4.2.2. Core Annular Flow (CAF)

Este mecanismo consiste na introdução de uma fina camada de água entre o óleo e a parede da tubulação, de forma tal que a água atue como um lubrificante, o que resulta em uma diminuição considerável das perdas de carga (POESIO; STRAZZA, 2007). Exemplos de sucesso incluem a aplicação em uma linha com 12 anos de operação e 38,6 km de extensão entre o reservatório *North Midway Sunset* (Califórnia, EUA) e sua central de processamento, além de uma tubulação de 55 km, responsável por conectar San Diego a Budare (Venezuela), pela qual escoava óleo pesado de 9,6 °API (SANIERE; HÉNAULT; ARGILIER, 2004).

Apesar das evidentes vantagens, essa técnica não é amplamente aplicada pela dificuldade em iniciar o regime de fluxo correto, especialmente em tubulações de elevado raio, sendo recomendada apenas para óleos extremamente viscosos (POESIO; STRAZZA, 2007). Outros desafios podem incluir a inviabilidade de aplicação comercial em dutos pré-existentes e os efeitos agressivos de corrosão da água.

2.4.3. Método de redução da viscosidade

Considerando a definição básica para a viscosidade como sendo a resistência de um dado material ao escoamento, é intuitivo considerar que a sua redução seja a maneira mais prática para solucionar empecilhos relacionados ao fluxo. Existem algumas técnicas empregadas na redução da viscosidade de óleos pesados, como é o caso da diluição, emulsão óleo em água, redução do ponto de fluidez e aumento e/ou manutenção da temperatura, as quais serão descritas a seguir.

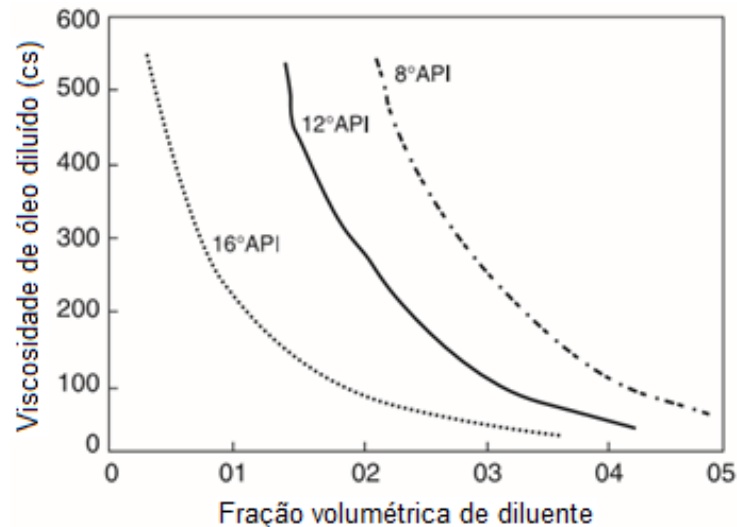
2.4.3.1. Diluição

A diluição consiste em uma técnica de mistura entre o óleo pesado e hidrocarbonetos de menor viscosidade, como condensados, nafta, querosene e óleos leves em geral, no intuito de garantir o escoamento do óleo (ARGILLIER; GATEAU, 2005). É observada uma relação exponencial entre o volume de diluente e a redução da viscosidade. O volume de diluente necessário pode variar entre 25 e 50% da mistura, o que tornam seu custo e disponibilidade fatores cruciais para sua aplicação (SANIERE; HÉNAULT; ARGILLIER, 2004).

Segundo experimentos (HASAN; GHANNAM; ESMAIL, 2010), a adição de apenas 20% de óleo leve é capaz de reduzir a viscosidade de um óleo originalmente pesado em 96%, à temperatura de 25° C. O uso da técnica de diluição pode ainda facilitar operações típicas da etapa de refino, tais como desidratação e dessalgação do óleo (MARTÍNEZ-PALOU et al., 2010).

Na Figura 4 são apresentadas as relações entre a viscosidade do óleo diluído, em centistoke, e a fração volumétrica de diluente para três óleos distintos, caracterizados pelos graus API de 16, 12 e 8. É possível observar que quanto mais pesado é o óleo (menor grau API), maior é a fração de diluente necessária para reduzir sua viscosidade.

Figura 4 – Relação entre viscosidade de óleo diluído e fração volumétrica de diluente para três óleos distintos (16 °API, 12 °API e 8 °API)



Fonte: Adaptado de Saniere, Hénault e Argilier (2004).

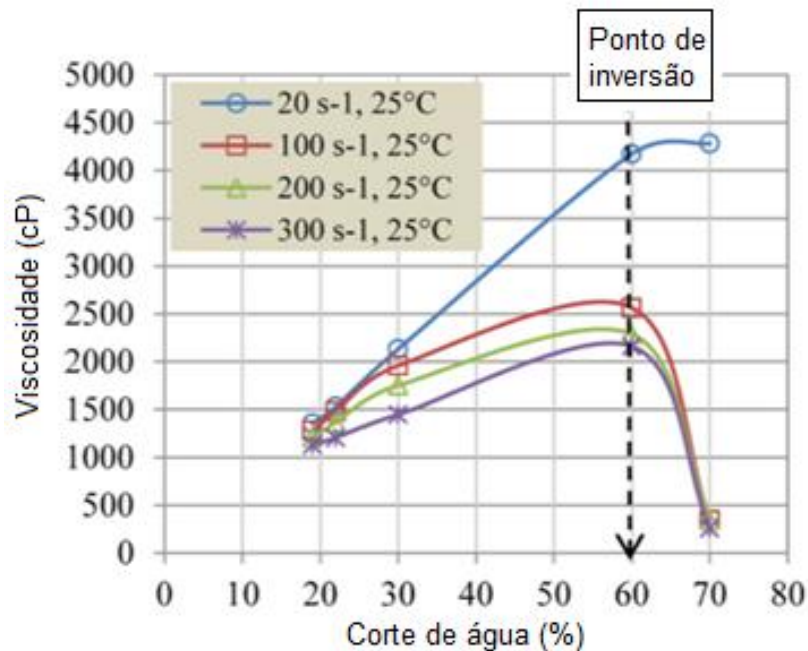
Em função do volume adicional de diluente, as tubulações de transporte devem ser dimensionadas para comportarem grandes vazões. Em adição, é desejável que o diluente seja reciclado para reuso, o que implica na construção de uma tubulação de retorno exclusiva para o diluente puro. Hart (2013) atentou para a instabilidade de asfaltenos na presença de diluentes, em condições de armazenamento, o que pode causar precipitação, agregação ou segregação dos mesmos, sendo a razão entre óleo/diluente um grande fator desencadeante desses fenômenos.

2.4.3.2. Emulsão óleo em água (O/A)

A adição progressiva de água a uma fase contínua de óleo (emulsão A/O) pode atingir um determinado ponto, conhecido como ponto de inversão, no qual a emulsão passa a ser do tipo óleo em água (O/A). Em outras palavras, a água deixa de ser a fase dispersa e torna-se a fase contínua. Como resultado, a viscosidade da emulsão é drasticamente reduzida (SHARMA et al., 1998).

Na Figura 5 são ilustrados os efeitos da fração volumétrica de água na viscosidade de um óleo pesado (18 °API) submetido a quatro taxas distintas de cisalhamento (20 s^{-1} , 100 s^{-1} , 200 s^{-1} e 300 s^{-1}), à temperatura constante de 25 °C . Nota-se que com o aumento da fração aquosa até aproximadamente 60%, a viscosidade é elevada. Após esse ponto (ponto de inversão), a viscosidade sofre declínio considerável (GHLOUM; RASHED; AL-ATTAR, 2015).

Figura 5 – Pontos de inversão da emulsão água em óleo (A/O) para óleo em água (O/A) para diferentes taxas de cisalhamento



Fonte: Adaptado de Ghloum, Rashed e Al-Attar (2015).

A inserção de uma forma externa de energia, como o ato de misturar ou agitar, é necessária para a formação de emulsões O/A, as quais não ocorrem espontaneamente. No intuito de manter sua estabilidade, exige-se o uso de surfactantes, substâncias de baixo peso molecular capazes de reduzir a tensão interfacial do óleo. Surfactantes comerciais em uso permitem a formação de emulsões O/A com até 85% de óleo (SHARMA et al., 1998).

A estabilidade de emulsões O/A está atrelada a diversos aspectos como composição do óleo, salinidade, pH e volume da água, tamanho de gotas, dispersão, temperatura, tipo de surfactante, energia de mistura, dentre outros (MARTÍNEZ-PALOU, 2010).

Muitos são os pontos de ressalva dessa técnica, tais como o custo de aditivos (podendo inviabilizar a operação), sendo interessante ativar surfactantes naturais presentes no óleo, quando possível. A emulsão deve ser devidamente controlada para não assumir natureza reversa e a separação entre aditivos e óleo, ao final da etapa de transporte, constitui um custo adicional. Além disso, no caso de dutos expostos a temperaturas muito baixas, devem ser adicionadas às emulsões substâncias retardadoras de pontos de congelamento (MARTÍNEZ-PALOU, 2010).

2.4.3.3. Redução do ponto de fluidez

Entende-se por ponto de fluidez a temperatura na qual ocorre o processo de gelificação do óleo, ou seja, cristais de parafina são formados em resposta à uma redução de temperatura. Como resultado, o material precipitado pode se depositar nas paredes de tubulações implicando restrição ou obstrução do fluxo, manutenção corretiva e atrasos operacionais (POTISEK et al., 2015).

A redução do ponto de fluidez pode ser obtida a partir da adição de modificadores de cristais de parafina. Essas substâncias atuam impedindo o processo de nucleação, ou seja, evitando a formação de grandes cristais. Além disso, são capazes de afetar a aderência de parafinas nas paredes de dutos, bem como sua adsorção e solubilidade. Através desses mecanismos, a viscosidade e tensão de cedência são reduzidas, facilitando o transporte de óleos pesados e extrapesados (MARTÍNEZ-PALOU et al., 2010).

Pedersen e Ronningsen (2003) realizaram um estudo sistemático da viscosidade, ponto de fluidez e temperatura de um óleo pesado oriundo do Mar do Norte. O mesmo foi conduzido com a aplicação de 12 diferentes modificadores de cristais de parafina comerciais. Houve uma expressiva redução de viscosidade de 1.000 para 10 cP em um intervalo de temperatura compreendido entre 283 K e 293 K, para todos os aditivos empregados.

De maneira similar, Castro e Vázquez (2009) descrevem uma notável redução dos pontos de fluidez e viscosidade para óleos leves e pesados da região do México com o uso de copolímeros modificadores. Para um intervalo de temperatura de 298 K a 323 K, o ponto de fluidez foi reduzido entre 20 °C e 10 °C.

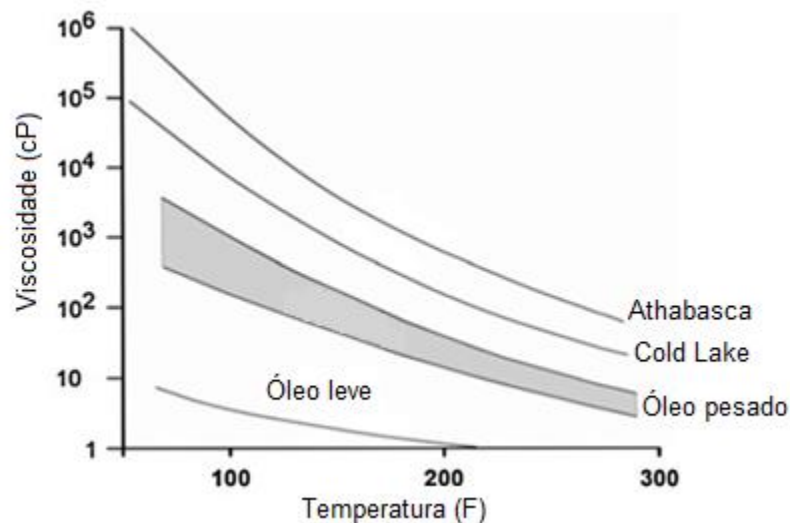
2.4.3.4. Aumento e/ou manutenção da temperatura

O emprego da temperatura no auxílio ao transporte de óleos pesados tem sido um dos métodos mais utilizados pela indústria. (ESCOJIDO; URRIBARRI; GONZALEZ, 1991; MOREAU, 1965; SOLBERG, 2006; URQUHART, 1985). Consiste em elevar a temperatura do óleo, reduzindo portanto, sua viscosidade a níveis aceitáveis de transporte. Especialmente em óleos pesados, cuja composição de frações pesadas

como resinas e asfaltenos é notável, o aumento da temperatura age na quebra de tais estruturas.

Na Figura 6 é ilustrada a dependência inversa e exponencial entre temperatura e viscosidade para óleos leves e pesados, além de betume oriundo das regiões de Athabasca e Cold Lake, ambas localizadas no Canadá (HART, 2013).

Figura 6 - Efeito da temperatura na viscosidade de diferentes tipos de óleo



Fonte: Adaptado de Hart (2013).

O aquecimento direto envolve o pré-aquecimento do óleo, bem como o aquecimento subsequente do duto em pontos estratégicos. O estabelecimento desses pontos deve considerar a extensão do trecho total, a taxa de perda de calor para o meio e os pontos críticos de cristalização e obstrução (WU et al., 2011). O aquecimento indireto, por sua vez, pode ser resultado do atrito gerado nas bombas e no escoamento turbulento de óleos altamente viscosos (MARTÍNEZ-PALOU et al., 2010).

As desvantagens dessa técnica incluem elevado gasto energético, corrosão interna, expansão e contração de dutos, mudanças reológicas e instabilidade de escoamento, perdas de calor e efeitos de resfriamento do ambiente externo (HART, 2013). As perdas de calor podem ser contornadas pela técnica de manutenção da temperatura. Ao contrário de adicionar calor ao sistema, o enfoque da mesma está na máxima utilização do calor existente no interior do duto, minimizando seu escape para o meio externo. Isso é obtido através de materiais isolantes (espumas de poliuretano, fibra cerâmica, lã de vidro, etc.), os quais são geralmente inseridos nas

tubulações na forma de camadas concêntricas. O isolamento térmico reduz drasticamente o coeficiente de transferência de calor, aumentando seu tempo de residência no sistema. Dessa forma, é possível que o óleo seja transportado por trechos mais extensos, de forma contínua, sem a inserção de fontes externas de energia (FALUOMI; ARCIPRETI, 2007).

2.5. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo princípios termodinâmicos, a energia pode existir sob formas variadas (mecânica, cinética, potencial, elétrica, etc.). Como exemplo, o calor, Q , é uma forma de energia térmica que pode ser transferida de um sistema para outro como resultado de um diferencial de temperatura. A transferência ocorre no sentido da temperatura mais alta para a mais baixa, cessando quando os meios atingem o equilíbrio térmico (ÇENGEL, 2002).

A quantidade de calor transferida por unidade de tempo, denominada taxa de transferência de calor, é denotada por \dot{Q} . O fluxo de calor \dot{q} representa a taxa de transferência de calor por unidade de área normal à direção da transferência A_t , cujo valor médio é expresso pela Equação (1) (ÇENGEL, 2002):

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A_t} \quad (1)$$

A taxa de transferência de calor pode ser expressa a partir dos três principais mecanismos de transferência: condução (\dot{Q}_{cond}), convecção (\dot{Q}_{conv}) e radiação (\dot{Q}_{rad}).

2.5.1. Condução

Esse mecanismo é sustentado por processos que ocorrem em níveis atômicos e moleculares. Baseia-se na interação entre partículas que compõem uma substância, de modo tal que aquelas que possuem maior energia transferem a mesma para outras com níveis energéticos menores (INCROPERA et al., 2007).

A condução pode ser observada em líquidos e gases devido às colisões e difusão de

suas moléculas durante seu movimento randômico. Nos sólidos, está relacionada à vibração molecular e ao transporte de energia por elétrons livres. A taxa de transferência de calor por condução é dada pela Lei de Fourier, descrita pela Equação (2) (ÇENGEL, 2002):

$$\dot{Q}_{cond} = \lambda A_t \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2)$$

onde λ e Δx são a condutividade térmica e a espessura do material, respectivamente, e ΔT é o diferencial de temperatura através do material. A resistência térmica do material à condução de calor, ou simplesmente resistividade condutiva (R_{cond}) é dada pela Equação (3):

$$R_{cond} = \frac{\Delta x}{\lambda A_t} \quad (3)$$

Desta forma, tem-se que a Equação (2) pode ser reescrita como $\dot{Q}_{cond} = \frac{\Delta T}{R_{cond}}$.

2.5.2. Convecção

A transferência de calor por convecção envolve o efeito combinado de dois mecanismos: condução e movimento macroscópico de fluido. É observada entre uma superfície sólida e o líquido ou gás adjacente em movimento (INCROPERA et al., 2007; ÇENGEL, 2002).

A convecção pode ser forçada, caso o escoamento do fluido sobre uma superfície seja impulsionado por agentes externos como bombas, ventiladores ou o próprio ar em movimento. Por outro lado, a convecção é dita natural ou livre caso o movimento do fluido seja induzido apenas por variações em sua densidade. A taxa de transferência de calor por convecção é expressa pela Lei de Resfriamento de Newton, descrita pela Equação (4) (ÇENGEL, 2002):

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A_t (T_{sup} - T_{\infty}) \quad (4)$$

onde h_{conv} é o coeficiente convectivo de transferência de calor, T_{sup} é a temperatura da superfície sólida e T_{∞} é a temperatura do fluido suficientemente distante da parede, para a qual não há modificação decorrente do fluxo de calor. A resistência

térmica do material à convecção de calor, ou simplesmente resistência convectiva (R_{conv}) é dada pela Equação (5):

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} A_t} \quad (5)$$

É importante ressaltar que o valor de h_{conv} não constitui uma propriedade do fluido. É um parâmetro experimental influenciado pela geometria da superfície, pela natureza do escoamento e pelo conjunto de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido (INCROPERA et al., 2007). A Equação (4) é reescrita como

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_{sup} - T_{\infty}}{R_{conv}}.$$

2.5.3. Radiação

A radiação é uma forma de energia emitida pela matéria por ondas eletromagnéticas, não sendo necessária a existência de um meio de propagação. A radiação térmica, de forma específica, é emitida por todos os corpos cuja temperatura se encontre acima do zero absoluto (INCROPERA et al., 2007; ÇENGEL, 2002).

Embora seja um fenômeno observado também em líquidos e gases, a radiação é comumente considerada um fenômeno de superfície em sólidos. A taxa de transferência de calor de uma superfície por radiação é dada pela Equação (6) (ÇENGEL, 2002):

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon_m \sigma A_t (T_{sup}^4 - T_{\infty}^4) = h_{rad} A_t (T_{sup} - T_{\infty}) \quad (6)$$

onde ε_m é a emissividade da superfície, cujo valor varia de 0 (zero) a 1 (um), σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$) e h_{rad} é o coeficiente de transferência de calor por radiação. A resistência térmica do material à radiação de calor, ou simplesmente resistência radiativa (R_{rad}) é dada pela Equação (7):

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} A_t} \quad (7)$$

Em uma superfície exposta ao ar, a transferência de calor envolve mecanismos

simultâneos de convecção e radiação. Para fins de simplificação, recomenda-se adotar um coeficiente de transferência de calor combinado (h_{comb}), descrito pela Equação (8):

$$h_{comb} = h_{conv} + h_{rad} \quad (8)$$

Utilizando essa notação, a Equação (6) é reescrita como $\dot{Q}_{rad} = \frac{T_{sup}-T_{\infty}}{R_{rad}}$. Maiores detalhes, incluindo mais de uma forma de troca de calor em domínios distintos, são apresentados na seção 4.1.

2.6. PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

A utilização de parâmetros adimensionais pode ser particularmente útil na compreensão do escoamento e dos mecanismos de transferência de calor predominantes. A seguir, são descritos os parâmetros empregados neste trabalho: número de Reynolds, Prandtl, Grashof e Nusselt.

2.6.1. Número de Reynolds (Re)

Quando classificados em relação ao tipo de movimento e velocidade de suas partículas, alguns escoamentos podem apresentar comportamentos suaves e ordenados, enquanto outros são um tanto caóticos. O movimento altamente desordenado dos fluidos que ocorre sob velocidades elevadas, caracterizado por flutuações de velocidade, é chamado de turbulento (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Experimentos realizados por Osborn Reynolds, em meados de 1880, revelaram um parâmetro fundamental na determinação do regime de escoamento em dutos, o número de Reynolds. O mesmo apresenta uma relação entre as forças inerciais (ρvD) e viscosas do fluido (μ), sendo definido pela Equação (9):

$$Re = \frac{\rho vD}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu} \quad (9)$$

onde ρ é a densidade, v é a velocidade, D é o comprimento característico, μ é a viscosidade e \dot{m} é a vazão mássica.

Para valores elevados de Re , as forças inerciais superam as forças viscosas e promovem flutuações rápidas e randômicas no movimento do fluido, fenômeno conhecido como turbulência. O regime laminar é observado para valores reduzidos de Re , nos quais as forças viscosas são predominantes, mantendo o fluxo ordenado. (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

2.6.2. Número de Prandtl (Pr)

O número de Prandtl expressa uma razão entre a difusividade molecular de *momentum* (μC_p) e a difusividade molecular de calor (λ) (ÇENGEL, 2002), sendo expresso pela Equação (10):

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (10)$$

onde C_p é o calor específico e λ é a condutividade térmica.

Para gases, os valores de Prandtl são geralmente próximos da unidade, o que indica que *momentum* e calor são dissipados através do fluido a uma taxa semelhante. No caso de óleos, o calor se difunde de maneira muito lenta, o que faz com que valores de $Pr \gg 1$ sejam comumente encontrados para tais fluidos. Segundo Çengel (2002), valores de Prandtl superiores a 100.000 podem ser encontrados para alguns óleos pesados.

2.6.3. Número de Grashof (Gr)

No processo de convecção natural, o movimento do fluido é gerado por diferenças de densidade causadas por um gradiente de temperatura. O fluido submetido a uma fonte de calor recebe energia térmica da mesma, torna-se menos denso e ascende. O fluido resfriante e mais denso, por sua vez, descende. São assim formadas as células de convecção natural. O número de Grashof fornece uma medida da razão entre as forças de empuxo ($\rho^2 |g| \beta \Delta T D^3$) e forças viscosas (μ^2) que agem sobre o fluido, sendo seu papel na convecção natural muito similar àquele exercido pelo número de Reynolds na convecção forçada (INCROPERA et al., 2007). É definido pela Equação (11):

$$Gr = \frac{\rho^2 |\mathbf{g}| \beta \Delta T D^3}{\mu^2} \quad (11)$$

onde \mathbf{g} é o vetor de aceleração gravitacional, β é o coeficiente de expansão térmica a pressão constante do fluido e ΔT é a diferença de temperaturas característica (quente menos fria).

Geralmente, os efeitos combinados de convecção forçada e natural devem ser considerados quando $Gr/Re^2 \approx 1$. Caso $Gr/Re^2 \ll 1$, os efeitos da convecção natural podem ser negligenciados. Por outro lado, se $Gr/Re^2 \gg 1$, não são considerados os efeitos da convecção forçada (INCROPERA et al., 2007).

2.6.4. Número de Nusselt (Nu)

O número de Nusselt expressa a razão entre os mecanismos de transferência de calor por convecção ($h_{conv}D$) e por condução (λ), sendo dado pela Equação (12) (ÇENGEL, 2002; INCROPERA et al., 2007; BIRD, STEWART, LIGHTFOOT, 2004):

$$Nu = \frac{h_{conv}D}{\lambda} \quad (12)$$

O aumento desse parâmetro indica uma maior influência do mecanismo de convecção. Para valores de Nusselt próximos de 1, a transferência de calor se dá puramente por condução, sendo o fluido provavelmente estático.

Na determinação de Nu médio (\overline{Nu}) para o domínio do vapor úmido (\overline{Nu}_v), cujo escoamento é classificado como turbulento, pode ser empregada a correlação de Gnielinski, descrita pela Equação (13) (ÇENGEL, 2002), sendo seu intervalo de aplicação limitado a $0,5 \leq Pr \leq 2.000$ e $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$:

$$\overline{Nu}_v = \frac{(f/8) (Re - 1.000) Pr}{1,0 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

onde f é o fator de atrito para tubos lisos de Petukhov (ÇENGEL, 2002) definido na faixa de $10^4 < Re < 10^6$ pela Equação (14):

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (14)$$

Por apresentar comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico relativamente pequenos, é satisfatório adotar o equacionamento da região completamente desenvolvida para escoamentos turbulentos.

Para o domínio de óleo viscoso, cujo regime de escoamento é laminar, na obtenção do número de Nusselt médio (\overline{Nu}_o) pode ser empregada a correlação de Mills (1998), descrita pela Equação (15) e recomendada para a região de entrada do escoamento:

$$\overline{Nu}_o = 3,66 + \frac{0,065 R_e P_r \frac{D}{L}}{1 + 0,04 \left(R_e P_r \frac{D}{L} \right)^{2/3}} \quad (15)$$

De posse dos valores médios de Nusselt, a Equação (12) pode ser empregada no cálculo dos coeficientes médios de transferência de calor convectivo para os domínios de vapor úmido e óleo, respectivamente identificados pelos subscritos v e o , segundo as Equações (16) e (17):

$$\bar{h}_{conv,v} = \frac{\overline{Nu}_v \lambda_v}{D_v} \quad (16)$$

$$\bar{h}_{conv,o} = \frac{\overline{Nu}_o \lambda_o}{D_o} \quad (17)$$

2.7. A CAMADA-LIMITE

Ao entrar em contato com uma superfície sólida, os perfis de velocidade e temperatura do fluido sofrem perturbações em relação ao seu comportamento de corrente livre. A camada limite pode ser compreendida como a região dentro da qual essas perturbações são mais expressivas e seu crescimento está relacionado ao desenvolvimento do fluxo e propagação dos efeitos viscosos (INCROPERA et al., 2007).

A uma dada distância em relação à entrada de um conduto forçado, a camada limite em desenvolvimento atinge a linha de centro, de forma tal que os efeitos viscosos são propagados por toda a extensão do fluido. Nesse ponto, diz-se que o

escoamento encontra-se completamente desenvolvido. O comprimento de entrada hidrodinâmico para fluxo laminar ($L_{h,laminar}$) e turbulento ($L_{h,turbulento}$), ou seja, a distância a ser percorrida pelo fluido para que seu perfil de velocidades atinja o desenvolvimento completo é dada pelas Equações (18) e (19) (INCROPERA et al., 2007):

$$L_{h,laminar} = 0,05ReD \quad (18)$$

$$10 \leq \frac{L_{h,turbulento}}{D} \leq 60 \quad (19)$$

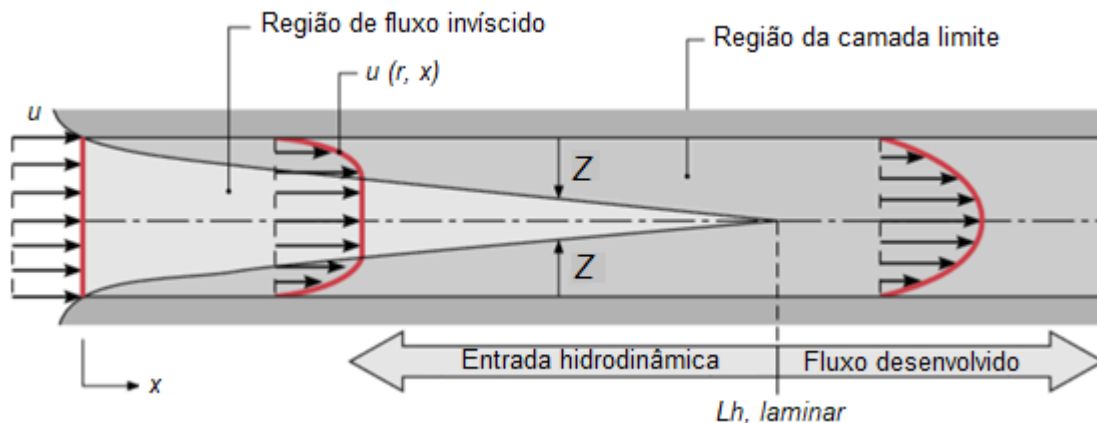
O comprimento de entrada térmico para fluxo laminar ($L_{t,laminar}$) e turbulento ($L_{t,turbulento}$), por sua vez, é dado pelas Equações (20) e (21) (INCROPERA et al., 2007):

$$L_{t,laminar} = 0,05RePrD \quad (20)$$

$$L_{t,turbulento} = 10D \quad (21)$$

Na Figura 7 é ilustrado o desenvolvimento de uma camada limite hidrodinâmica laminar em um tubo circular. Antes de entrar no conduto, é possível perceber que o perfil de velocidade u do fluido, na direção horizontal em x , em corrente livre, é homogêneo em todos os pontos da seção transversal. Ao entrar na tubulação, o fluido sofre os efeitos de arrasto no interior da camada limite de espessura Z e assume um novo perfil de velocidades, que é dependente do raio r e da posição axial em x . Fora da camada limite encontra-se a região invíscida, na qual o fluido não é afetado por efeitos viscosos. Quando a camada limite se desenvolve por completo, o perfil de velocidades final é atingido, sendo parabólico para o escoamento laminar, conforme ilustra a Figura 7 (INCROPERA et al., 2007). Um desenvolvimento análogo pode ser realizado para a camada limite térmica.

Figura 7 - Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica laminar em um tubo circular



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2007).

2.8. O VAPOR

O vapor destinado a aplicações industriais geralmente encontra-se na forma de uma mistura líquido-vapor. A sua qualidade, também denominada de título, refere-se à fração volumétrica de vapor dessa mistura. Dada uma amostra bifásica de água, a qualidade (ϕ) pode ser definida como a razão entre a massa da fase gasosa ou vapor (m_g) e a massa total do vapor úmido (m_v), conforme descrito pela Equação (22) (KERR et al., 2015):

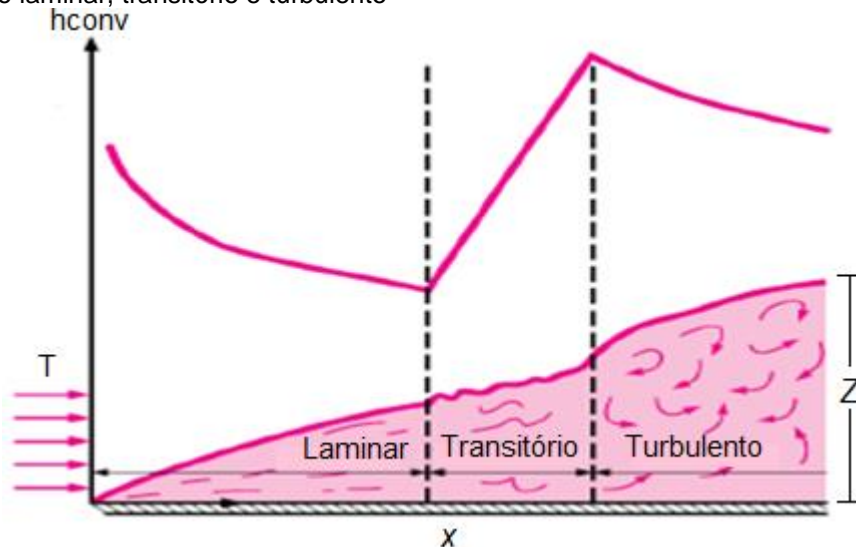
$$\phi = \frac{m_g}{m_v} = \frac{m_g}{m_g + m_l} \quad (22)$$

onde m_l é a massa da fase líquida. A qualidade do vapor é capaz de indicar a influência de determinado mecanismo de transferência de calor presente na mistura. A água na fase líquida, por exemplo, possui condutividade térmica superior à fase gasosa, que por sua vez, apresenta convecção mais acentuada. Além disso, para determinados valores de temperatura e pressão, o calor específico da fase aquosa é inferior ao da fase gasosa (INCROPERA et al., 2007).

Na Figura 8 (ÇENGEL, 2002) é ilustrado o comportamento do coeficiente convectivo de um vapor úmido de elevada qualidade, sendo marcado por 3 regiões distintas (laminar, transitória e turbulenta). Ao ser admitido em conduto fechado, o vapor desenvolve sua camada limite laminar (CLL) de forma relativamente rápida, com a conseqüente redução do coeficiente convectivo. Ao se desenvolver por completo, a CLL é destruída, gerando um sistema de vórtices e mistura que melhora a

transferência de calor, o que justifica o aumento do coeficiente convectivo na fase transitória. Para $Re > 10^5$ ocorre a formação da camada limite turbulenta (CLT), cujo crescimento faz com que o coeficiente convectivo volte a cair até um ponto mínimo no qual o escoamento apresenta novo sistema de vórtices e melhora da transferência de calor. São identificados, portanto, dois pontos de mínimo ao total.

Figura 8 – Comportamento típico do coeficiente convectivo de transferência de calor para as regiões de escoamento laminar, transitório e turbulento



Fonte: Adaptado de Çengel (2002).

No intuito de evitar a segregação gravitacional entre as fases que compõem a o vapor úmido, é desejável que a qualidade da mesma seja mantida o mais elevada possível, desde a unidade geradora até o destino final. Em processos de recuperação térmica de óleos, os custos envolvidos na geração de vapor podem contabilizar até metade de todo o orçamento (HONG, 1994).

2.9. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

No século XVII, na França e Inglaterra, deu-se início aos fundamentos da dinâmica de fluidos experimental. Posteriormente, durante os séculos XVIII e XIX, foram observados progressivos avanços na dinâmica de fluidos teórica. Com o advento de computadores digitais de elevada velocidade de processamento e algoritmos numéricos precisos voltados à resolução de problemas físicos, é possível afirmar que a Dinâmica de Fluidos Computacional representa uma “terceira abordagem” no contexto da dinâmica de fluidos (ANDERSON, 1995).

Atualmente, a CFD (*Computational Fluid Dynamics*) é uma ferramenta consolidada no meio industrial, com diversas aplicações nos setores automobilístico, de manufatura industrial, de engenharia civil, de engenharia ambiental, de arquitetura naval, dentre outros.

Seu princípio de funcionamento baseia-se na discretização do domínio em estudo e na resolução das equações governantes para tal, após definidas as devidas condições de contorno e hipóteses para o fenômeno físico em questão.

As equações de transporte, utilizadas na descrição dos fenômenos de transferência de *momentum*, calor e massa, são denominadas equações de Navier-Stokes. A abordagem numérica permite a obtenção de seu desenvolvimento, sendo desconhecida uma solução geral analítica. Outras equações podem ser necessárias para a descrição completa do fenômeno em estudo, como é o caso do modelo de turbulência $k - \varepsilon$ (ANDERSON, 1995).

3. MODELO FÍSICO E METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

O presente estudo visa analisar o acoplamento entre um duto interno de vapor e um duto concêntrico e externo ao anterior contendo óleo pesado, no intuito de mensurar seu impacto na temperatura e viscosidade deste último, dentre outros parâmetros de interesse. Nesse sentido, serão adotadas as abordagens analítica e numérica.

Este capítulo consiste na descrição da geometria a ser estudada, incluindo os domínios que a compõem, interfaces, dimensões e propriedades adotadas. Serão também delimitados os casos a serem desenvolvidos.

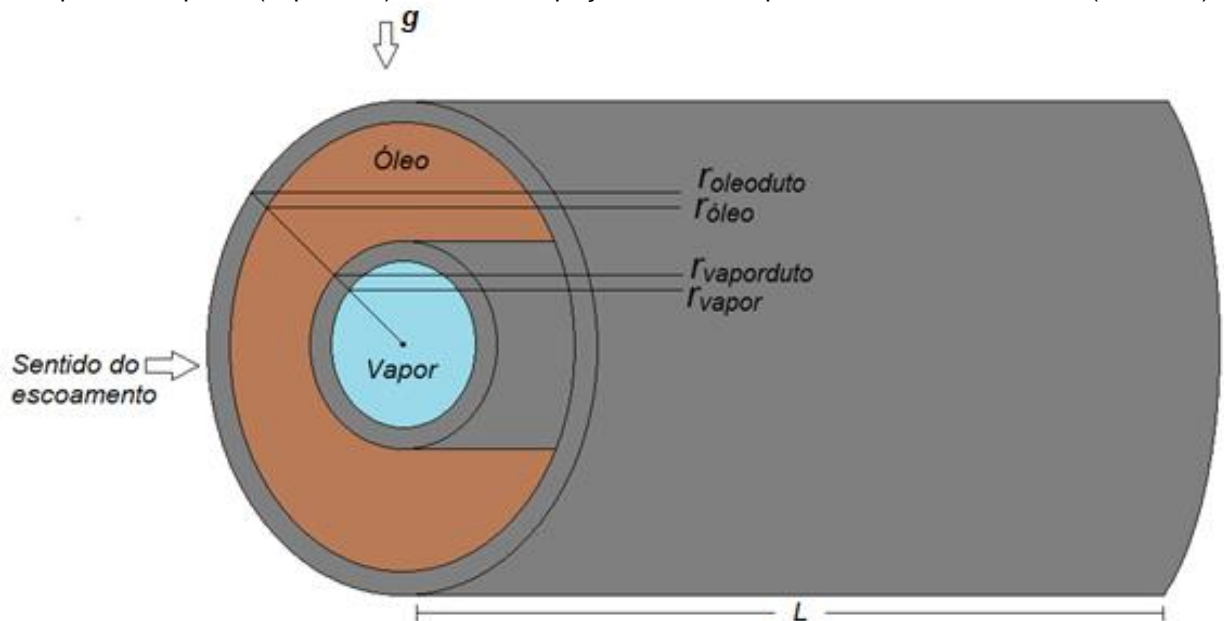
3.1. GEOMETRIA

A geometria base, válida para ambas as abordagens analítica e numérica, é ilustrada na Figura 9. É constituída por dois tubos horizontais concêntricos de áreas circulares constantes e raios internos iguais a, respectivamente, 0,0208 m e 0,0444 m, tal que formam dois espaços que não entram em contato diretamente: um espaço circular interno e um espaço anular entre os dois tubos. Pelo tubo interno transporta-se vapor e pelo espaço anular, óleo pesado. O comprimento total L é de 1 metro e ambos os dutos possuem a mesma espessura (0,0063754 m).

Embora na prática dutos de transporte possuam extensões quilométricas, a seleção de um comprimento total de 1 metro se deu em função de limitações relacionadas à abordagem numérica. Além de haver uma limitação de número de elementos imposta pelo software empregado (licença acadêmica) na discretização do domínio, existe a limitação de tempo computacional e número de casos a serem simulados. No entanto, considera-se que o comprimento adotado seja suficiente para a compreensão dos fenômenos físicos envolvidos, os quais podem ser extrapolados para maiores extensões.

O escoamento de ambos os fluidos considerados ocorre na horizontal, no mesmo sentido e na forma de correntes paralelas perpendiculares ao vetor aceleração gravitacional g . A área considerada para a transferência de calor entre vapor e óleo abrange toda a extensão do duto interno.

Figura 9 - Geometria tridimensional destacando o acoplamento concêntrico entre o duto que transporta vapor (vaporduto) e o espaço anular que conduz o óleo (oleoduto)



Como pode ser observado, optou-se pelo posicionamento do vapor na região interna do sistema, com o objetivo de reduzir seu volume em comparação ao óleo, haja vista elevado consumo energético envolvido na geração de vapor. Na Figura 10 é apresentada uma seção transversal da geometria base, na qual são identificados os respectivos domínios, interfaces e raios. Os domínios e interfaces são descritos, respectivamente, pelas Tabelas 3 e 4.

Figura 10 - Seção radial do acoplamento concêntrico entre vaporduto e oleoduto

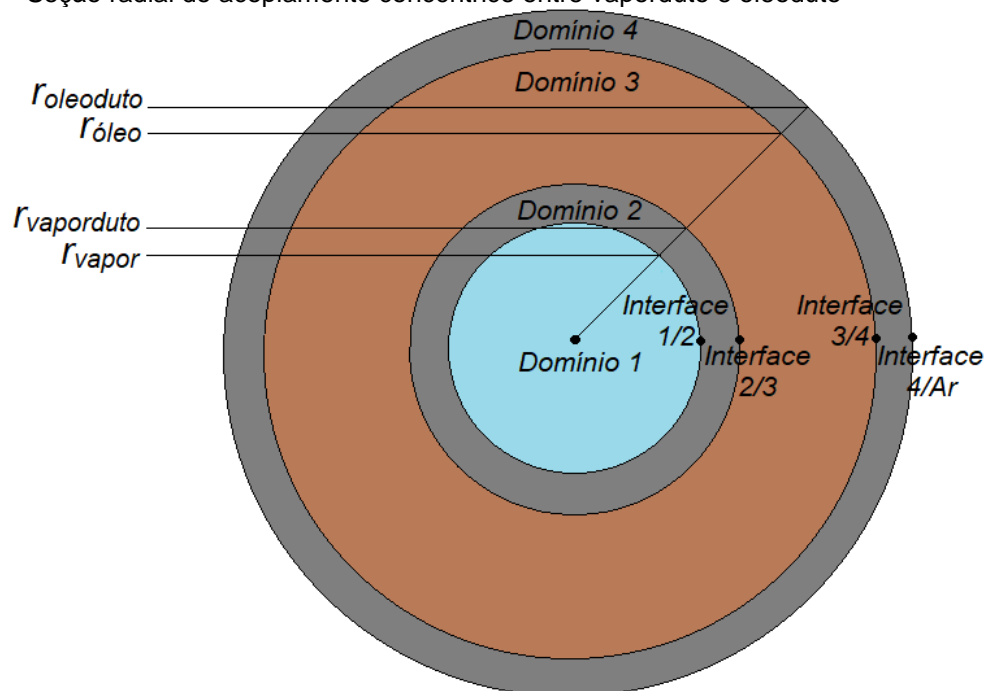


Tabela 3 - Descrição dos domínios do acoplamento concêntrico entre dutos de vapor e óleo

Domínio	Descrição
1	Vapor
2	Vaporduto
3	Óleo
4	Oleoduto

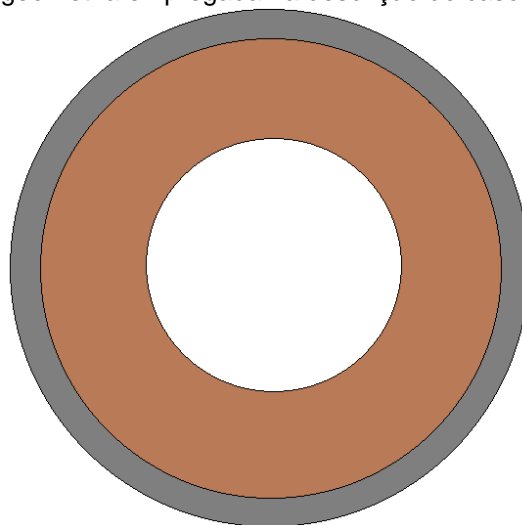
Tabela 4 - Descrição das interfaces do acoplamento concêntrico entre dutos de vapor e óleo

Interface	Descrição
1/2	Vapor / Vaporduto (Fluido/Sólido)
2/3	Vaporduto / Óleo (Sólido/Fluido)
3/4	Óleo / Oleoduto (Fluido/Sólido)
4/Ar	Oleoduto / Ar (Sólido/Fluido)

3.2. CASOS ESTUDADOS

Analisou-se 6 (seis) casos distintos para ambas as abordagens, analítica e numérica. O caso 1 apresenta o escoamento de óleo viscoso na região anular, na ausência de qualquer fonte externa de calor. Tal cenário será importante para a análise dos desafios presentes no transporte de óleos pesados, especialmente no tocante ao comportamento de sua viscosidade. Neste caso, os domínios de vapor e vaporduto são excluídos da geometria base e sua respectiva seção radial é ilustrada na Figura 11.

Figura 11 – Seção radial da geometria empregada na descrição do caso 1



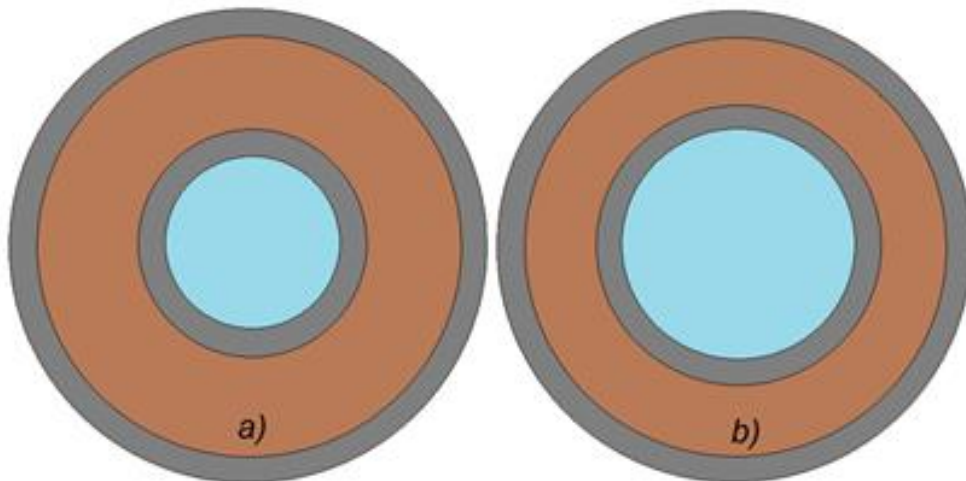
O caso 2, também chamado de caso base, a partir do qual serão derivadas algumas variações, consiste na inserção de um duto interno que transporta vapor com qualidade inicial equivalente a 80%, concêntrico ao oleoduto (Figuras 9 e 10).

O caso 3 considera o aumento do raio do duto que transporta o vapor, no intuito de avaliar seu impacto no processo de transferência de calor. Em relação à geometria do acoplamento concêntrico de dutos, adotou-se como referência o parâmetro adimensional razão de raios R_R , definido pela Equação (23):

$$R_R = \frac{R_{ext}}{R_{int}} = \frac{r_{oleoduto}}{r_{vaporduto}} \quad (23)$$

onde, neste caso, R_{ext} é o raio do duto externo ($r_{oleoduto}$) e R_{int} é o raio do duto interno ($r_{vaporduto}$). Segundo Soylemez (2004), alguns valores típicos de R_R empregados no *design* de trocadores de calor industriais encontram-se na faixa de 1,87 a 1,21. Em seu estudo de otimização deste parâmetro, o autor aponta o valor de 1,41 como ideal em termos de eficiência térmica e econômica. Para fins do presente estudo será adotado o valor de $R_R = 1,87$ para os casos 1, 2, 4, 5 e 6. O valor de $R_R = 1,41$ será adotado para o caso 3, cuja seção radial equivalente é comparada à seção radial da geometria base (caso 2), como mostrado na Figura 12.

Figura 12 – Seções radiais e respectivas razões de raios para a) caso 2 ($R_R = 1,87$) e b) caso 3 ($R_R = 1,41$)



O caso 4 consiste na inserção de isolamento térmico (espuma de poliuretano) externo ao sistema por meio da substituição das propriedades adotadas para o oleoduto. Tal cenário permitirá avaliar os benefícios dessa tecnologia no contexto da redução de troca de calor e manutenção da temperatura dos fluidos envolvidos. O caso 5 trata da análise da redução da qualidade do vapor inicial em 30% e seu impacto no processo térmico em questão. O caso 6, por fim, apresenta os resultados

para um sistema com comprimento total 4 (quatro) vezes maior em comparação ao caso base.

3.3. DIMENSÕES E PROPRIEDADES

Nesta seção são definidas as principais dimensões e propriedades dos materiais considerados em ambas as abordagens, numérica e analítica, as quais são sumarizados nas Tabelas 5 e 6. Na Tabela 5 são apresentados os parâmetros adotados para o caso 2, ao passo que na Tabela 6 são destacadas as variações consideradas para os casos 1, 3, 4, 5 e 6. Para estes, com exceção das dimensões apontadas pela Tabela 6, todos os demais parâmetros permanecem inalterados. Os subscritos v , s , o e iso referem-se, de maneira respectiva, ao vapor úmido, sólido, óleo e isolamento térmico.

Tabela 5 - Dimensões e propriedades consideradas para o caso 2. Os domínios 1 a 4, assim como seus respectivos raios, são mostrados na Figura 10

Dimensão / Propriedade	Valor
Vapor (Domínio 1)	
Raio (r_{vapor}), m	0,0208
Qualidade (ϕ), %	80
Condutividade térmica (λ_v), W/(m.K)	0,1828
Calor específico ($C_{p,v}$), J/(kg.K)	16.760
Densidade (ρ_v), kg/m ³	205,84
Viscosidade (μ_v), Pa.s	0,0000356
Vaporduto (Domínio 2)	
Material	Aço
Extensão (L), m	1,00
Raio ($r_{vaporduto}$), m	0,0272
Espessura (Δx), m	0,0063754
Condutividade térmica (λ_s), W/(m.K)	60,5
Calor específico ($C_{p,s}$), J/(kg.K)	434
Densidade (ρ_s), kg/m ³	7.854
Óleo (Domínio 3)	
Raio (r_{oleo}), m	0,0444
Massa molar (M_o), g/mol	300
Condutividade térmica (λ_o), W/(m.K)	0,12
Calor específico ($C_{p,o}$), J/(kg.K)	1.966
Densidade (ρ_o), kg/m ³	978

Tabela 6 - Dimensões e propriedades consideradas para o caso 2. Os domínios 1 a 4, assim como seus respectivos raios, são mostrados na Figura 10

(conclusão)	
Óleo (Domínio 3)	
Densidade (d_{API}), °API	13,2
Viscosidade do óleo morto (μ_o), Pa.s	0,2536364
Expansividade térmica (β_o), K ⁻¹	0,0010
Oleoduto (Domínio 4)	
Material	Aço
Extensão (L), m	1,00
Raio ($r_{oleoduto}$), m	0,0508
Espessura (Δx), m	0,0063754
Condutividade térmica (λ_s), W/(m.K)	60,5
Calor específico ($C_{p,s}$), J/(kg.K)	434
Densidade (ρ_s), kg/m ³	7.854
Coefficiente combinado de transferência de calor ($h_{comb,4/Ar}$), W/(m ² .K)	28

Tabela 7 - Alterações de dimensões e propriedades para os casos 1, 3, 4, 5 e 6

Dimensão / Propriedade	Valor
Caso 1	
Vapor (Domínio 1)	Inexistente
Vaporduto (Domínio 2)	Inexistente
Caso 3	
r_{vapor} , m	0,0296
$r_{vaporduto}$, m	0,0360
Caso 4	
Material	Espuma de poliuretano
Condutividade térmica (λ_{iso}), W/(m.K)	0,04
Calor específico ($C_{p,iso}$), J/(kg.K)	1.600
Densidade (ρ_{iso}), kg/m ³	165
Caso 5	
Qualidade (ϕ), %	50
Condutividade térmica (λ_v), W/(m.K)	0,2755
Calor específico ($C_{p,v}$), J/(kg.K)	14.450
Densidade (ρ_v), kg/m ³	344,16
Viscosidade (μ_v), Pa.s	0,0000485
Caso 6	
Extensão (L), m	4,00

As propriedades do vapor úmido foram obtidas de tabelas termodinâmicas (INCROPERA et al., 2007) a partir dos valores de qualidade e temperatura de entrada (PEREIRA; RIBEIRO; ROMERO, 2017).

A densidade do óleo, bem como os parâmetros geométricos da tubulação de transporte foram obtidos de Pereira, Saad e Romero (2014), cujo estudo de transferência de calor em oleodutos empregou dados reais para óleos viscosos comumente produzidos na região Norte do Espírito Santo – ES.

Um valor médio de condutividade térmica do óleo foi obtido de Ramos – Pallares (2017). Segundo Jones (2010), a condutividade térmica de óleos sofre mínimo impacto com a temperatura, o que permite que em cálculos de transferência de calor com diferenciais de cerca de 100 °C, um único valor possa ser empregado sem erros significativos. Os valores de calor específico e viscosidade foram estimados por meio de correlações empíricas, considerando-se a temperatura de entrada do óleo (PEREIRA; RIBEIRO; ROMERO, 2017).

Considera-se que a composição dos dutos de vapor e óleo seja idêntica, sendo ambos formados por aço. As propriedades adotadas para esse material encontram-se tabeladas no *software* utilizado para a abordagem numérica deste estudo (ANSYS). As características do isolamento térmico, constituído por espuma de poliuretano, são oriundas de Pham, Truong e Pham (2017). O coeficiente combinado de transferência térmica na parede externa do oleoduto foi obtido de Çengel (2002), considerando-se ar em movimento a 5 m/s.

3.4. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO DO PROBLEMA

O problema proposto, descrito pelos casos 1 a 6, foi solucionado mediante abordagens analítica e numérica. Os resultados analíticos foram obtidos pelo emprego das Equações (1) a (23) e (26) a (47), nos planos transversais de entrada e saída do sistema, sendo todos os parâmetros médios calculados em função dessas posições. Foi empregado o modelo de resistências térmicas para obtenção de parâmetros como fluxo, taxa de transferência de calor e coeficiente global de transferência. Em seguida, foi aplicado o método ϵ – NTU (NTU – *Number of Transfer Units*) na determinação das temperaturas médias dos fluidos envolvidos

(vapor e óleo), na saída. De posse da temperatura de saída do óleo, foi estimada sua viscosidade dinâmica, mediante correlação de Hossain (HOSSAIN et al., 2005).

A abordagem numérica foi realizada mediante emprego do *software* Ansys CFX 18.2 (licença acadêmica), instalado no Labsim/Detec/Ceunes/Ufes, por meio do método dos volumes finitos. A partir das simulações tridimensionais em regime permanente em todos os domínios, foi possível obter um balanço diferencial do escoamento, sendo ressaltadas as variações locais dos parâmetros de interesse.

Pela abordagem numérica, a temperatura e viscosidade médias do óleo na saída foram calculadas no plano transversal yz pela Equação (24):

$$\theta_{m\u00e9dio} = \frac{\sum_{i=1}^n \theta_i A_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (24)$$

onde $\theta_{m\u00e9dio}$ é o valor médio da variável de interesse pós-processada no plano transversal, i é o índice do elemento, A_i é a área do elemento, θ_i é o valor da variável de interesse no elemento e n é o número de elementos no plano transversal do domínio de interesse. Os valores de n são determinados por domínio e caso, sendo descritos pela Tabela 7, ao passo que na Figura 13 são ilustrados dois planos transversais yz nos domínios de óleo e vapor.

Tabela 8 - Número de elementos n nos planos transversais yz para os domínios de óleo e vapor

n	Óleo	Vapor
Casos 1, 2, 4, 5 e 6	200	59
Caso 3	140	70

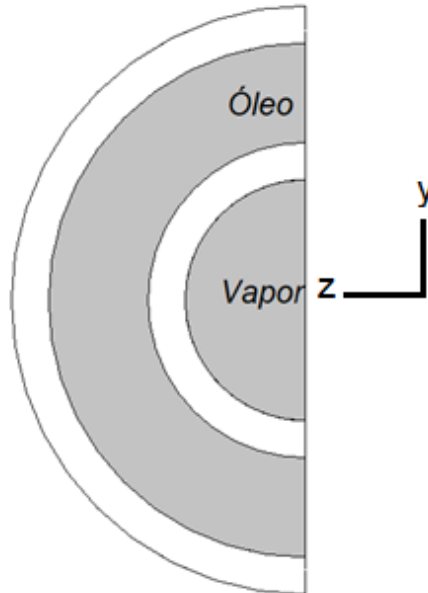
As taxas de transferência de calor, bem como os valores de Nusselt, foram obtidas a partir das médias encontradas nas respectivas áreas superficiais de contato entre os domínios. Reynolds, Prandtl e Grashof foram calculados a partir de parâmetros médios nos volumes de cada domínio, pela Equação (25).

$$\theta_{m\u00e9dio} = \frac{\sum_{i=1}^n \theta_i V_i}{\sum_{i=1}^n V_i} \quad (25)$$

onde $\theta_{m\u00e9dio}$ é o valor médio da variável de interesse no volume total, i é o índice do elemento, V_i é o volume do elemento, θ_i é o valor da variável de interesse no

elemento e n é o número de elementos no domínio de interesse. Neste caso, as variáveis incluem densidade, viscosidade, calor específico e condutividade térmica.

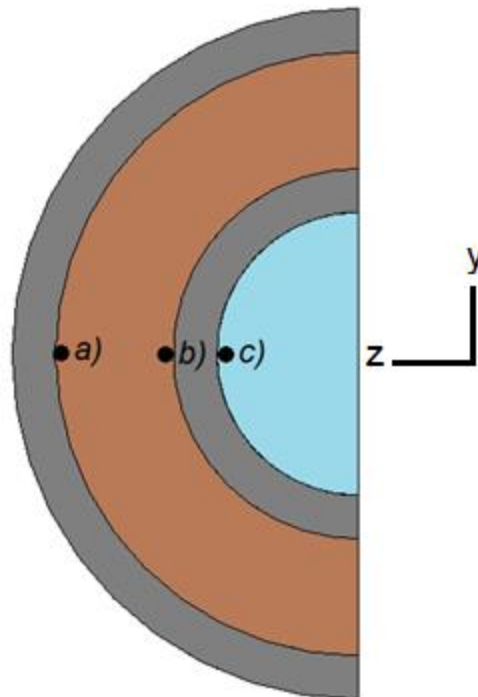
Figura 13 – Planos transversais yz nos domínios de óleo e vapor



Nos planos transversais yz (Figura 13) igualmente espaçados, desde a entrada até a saída do sistema, foram obtidos valores de temperatura, viscosidade e pressão médias do óleo, além de fração mássica de vapor média, pela aplicação da Equação (24).

Por fim, os valores numéricos de Nusselt foram obtidos em linhas adjacentes às paredes dos domínios respectivos, paralelas à direção do escoamento em x (Figura 14). Para o óleo, foram determinadas duas linhas nas posições a) $z = r_{\text{óleo}}$ e b) $z = r_{\text{vaporduto}}$, nas paredes externa e interna do anular, respectivamente. Para o vapor, cujo contato fluido/sólido ocorre em apenas uma superfície, foi traçada a linha na posição c) $z = r_{\text{vapor}}$. As linhas foram posicionadas em $y = 0$, ao longo de todo o comprimento x , no intuito de evitar valores atípicos causados pelos efeitos gravitacionais nas partes superior e inferior dos domínios.

Figura 14 - Localização das linhas de Nusselt no plano transversal yz , onde a) é a parede externa do anular, b) é a parede interna do anular e c) é a parede interna do vaporduto



Para cada um dos seis casos propostos, é apresentada uma tabela comparativa entre dados obtidos de forma analítica e numérica. Esses dados são compostos pela temperatura e viscosidade médias do óleo na saída do oleoduto, pelos parâmetros adimensionais médios de óleo e vapor (números de Reynolds, Prandtl, Grashof e Nusselt), sendo Grashof obtido apenas para o óleo, e pelas taxas de transferência de calor entre vapor e óleo e entre óleo e meio externo, composto por ar em corrente livre. Os desvios são sempre calculados em relação à abordagem numérica.

Após a discussão das tabelas comparativas, serão introduzidos perfis axiais, obtidos de forma numérica, no intuito de analisar o comportamento de algumas variáveis de maior interesse para cada um dos casos de 1 a 6. Para o óleo, serão analisados temperatura, viscosidade, pressão e número de Nusselt. A fração mássica de vapor e o número de Nusselt serão investigados para o vapor úmido.

Para ambas as abordagens, analítica e numérica, foram estimados os comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico para óleo e vapor a partir das Equações (18) a (21).

3.5. CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA AS DUAS ABORDAGENS

As condições de contorno na entrada e na saída do sistema, válidas para ambas as abordagens analítica e numérica, são descritas nas Tabelas 8 e 9, de maneira respectiva. As condições específicas adicionais para a abordagem numérica (condições de parede e simetria), são detalhadas na seção 5.2.

Tabela 9 - Condições de contorno na entrada do sistema para as abordagens analítica e numérica

Domínio	Temperatura (T), K	Vazão mássica (\dot{m}), kg/s
Vapor (PEREIRA; RIBEIRO; ROMERO, 2017)	623,15	1,2
Óleo (PEREIRA; SAAD; ROMERO, 2014)	339,85	0,2377

Tabela 10 - Condições de contorno na saída do sistema para as abordagens analítica e numérica

Domínio	Pressão (p), MPa
Vapor (PEREIRA; RIBEIRO; ROMERO, 2017)	16,5
Óleo	0

4. ABORDAGEM ANALÍTICA

Como mencionado anteriormente, o presente estudo tem por objetivo analisar o processo de transferência de calor entre vapor e óleo comparando o desempenho das abordagens analítica e numérica, no intuito de observar a existência de discrepâncias entre ambas e as possíveis razões para tal. Neste capítulo, é detalhada a abordagem analítica, cuja forma contrasta com a robustez das soluções numéricas. Seria a abordagem analítica suficiente para descrever os principais parâmetros de interesse, como temperatura e viscosidade finais do óleo?

O desenvolvimento analítico foi realizado para os seis casos propostos, cujas dimensões e propriedades foram previamente descritas nas Figuras 9 a 12, bem como nas Tabelas 5 e 6, do capítulo anterior. Constitui uma abordagem relativamente simples por considerar valores médios (a partir de estimativas na entrada e saída) para parâmetros característicos do escoamento. Pode ser vista como uma aproximação unidimensional em regime permanente.

Os principais resultados dessa abordagem incluem, para os domínios de vapor e óleo, parâmetros adimensionais (Reynolds, Prandtl e Nusselt), taxas de transferência de calor e temperaturas de saída. Para o óleo, são obtidos ainda valores de viscosidade média, ambos na entrada e na saída do sistema, e o parâmetro adimensional Grashof.

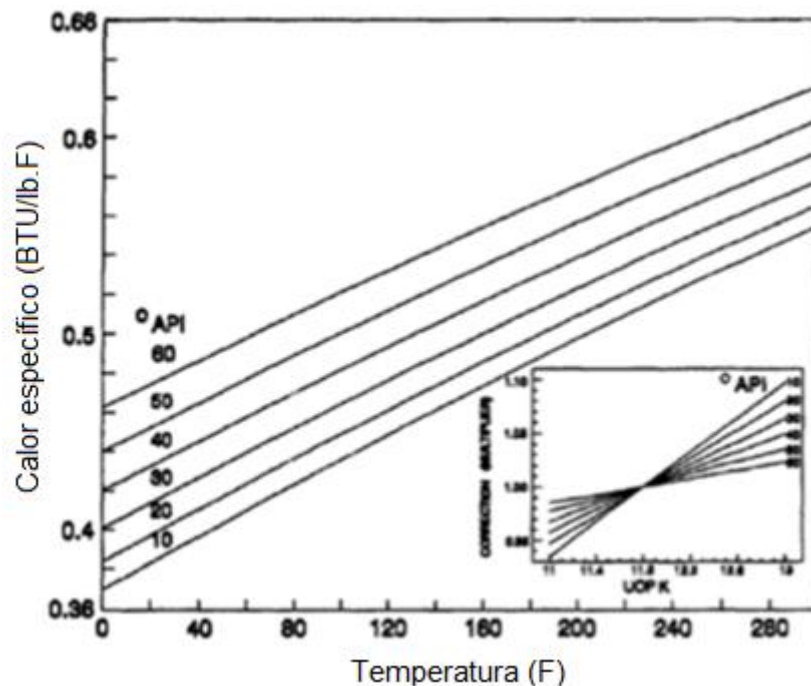
A partir das condições de contorno estabelecidas (Tabelas 8 e 9), algumas propriedades fundamentais são calculadas para ambos os fluidos. São elas: condutividade térmica (λ), calor específico (C_p), densidade (ρ) e viscosidade (μ).

Para o domínio do vapor, essas propriedades são obtidas a partir de tabelas termodinâmicas da *International Association for the Properties of Water and Steam* (IAPWS IF-97) para a água saturada, considerando-se a temperatura de entrada e qualidade adotadas. Como exemplo, temos que à temperatura de 623,15 K, as densidades das frações líquida (ρ_l) e gasosa (ρ_g) do vapor úmido, correspondem a 574,689 kg/s e 113,624 kg/s, respectivamente (INCROPERA et al., 2007). Tomando a qualidade inicial do vapor úmido referente a 80%, é possível obter uma densidade média da mistura (ρ_v) a partir da regra de proporcionalidade $\rho_v = \phi\rho_g + (1 - \phi)\rho_l$,

como sendo $\rho_v = 205,837 \text{ kg/s}$. O mesmo raciocínio pode ser aplicado para as demais propriedades referentes ao vapor úmido.

Com relação ao óleo, foram adotados valores fixos para a condutividade térmica e densidade. No entanto, para o calor específico e para a viscosidade, foram selecionadas correlações empíricas dependentes da temperatura. Para o calor específico do óleo ($C_{p,o}$), foi considerada a Figura 15, da qual deriva-se a Equação (26), uma função da temperatura (T) e da densidade API (d_{API}) (MANNING et al., 1995).

Figura 15 - Relação entre calor específico do óleo e temperatura, para valores específicos de grau API



Fonte: Adaptado de Manning et al. (1995)

$$C_{p,o} = (-1,39 * 10^{-6}T + 1,847 * 10^{-3})d_{API} + (6,312 * 10^{-4})T + 0,352 \quad (26)$$

A viscosidade de óleos pesados apresenta elevada sensibilidade às variações de temperatura, o que pode dificultar (se resfriado) ou facilitar (se aquecido) seu escoamento. Foi considerada a hipótese de óleo morto, ou seja, óleo que não apresenta gás em solução. Tal consideração é satisfatória, visto que essa categoria apresenta massa específica elevada em função de sua reduzida concentração de componentes leves.

Hossain et al. (2005) avaliaram quatorze correlações empíricas de viscosidade para óleo morto (μ_o), comparando-as com um banco de dados mundial para óleos pesados submetidos a diferentes condições de temperatura, pressão e composição. Dessa forma, foi possível obter uma nova correlação (Equações 27 a 29), mais robusta e precisa, aplicável a óleos com densidade API na faixa de $10 \leq d_{API} \leq 22,3$:

$$\mu_o = 10^{AT^B} \quad (27)$$

$$A = -0,71523d_{API} + 22,13766 \quad (28)$$

$$B = 0,269024 d_{API} - 8,268047 \quad (29)$$

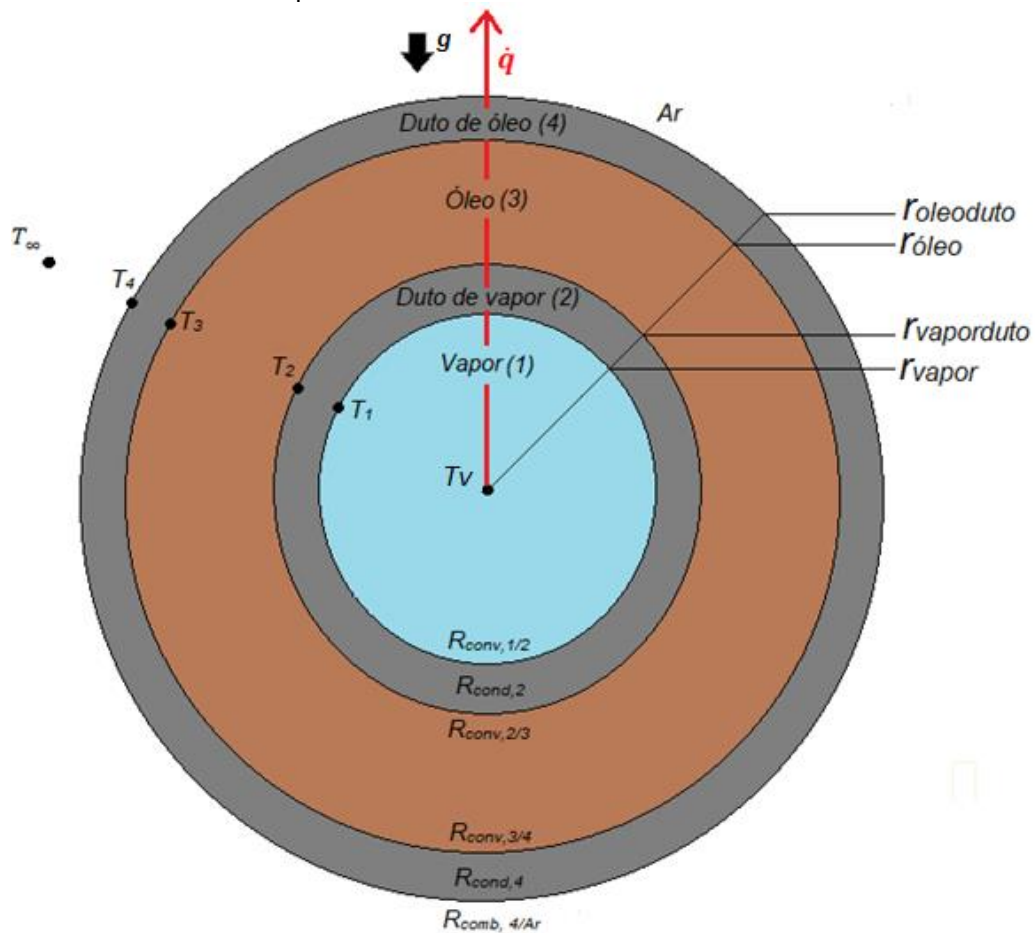
O equacionamento adotado envolve, muitas vezes, a inserção do comprimento característico (D) da geometria em questão. No caso do domínio do vapor úmido, esse comprimento se refere ao seu diâmetro, obtido facilmente pela relação $2r_{vapor}$. No entanto, para o domínio do óleo, cujo escoamento ocorre em uma geometria anular, faz-se necessária a adoção de um diâmetro hidráulico. Nesse caso, o diâmetro da região relativa ao escoamento do óleo, é dada pela relação $2r_{óleo} - 2r_{vaporduto}$. Logo, as áreas disponíveis para o escoamento de vapor (A_v) e óleo (A_o), são dadas respectivamente por $\pi(r_{vapor})^2$ e $\pi(r_{óleo})^2 - \pi(r_{vaporduto})^2$. Em seguida, é calculado para cada domínio, a vazão volumétrica \dot{v} pela relação $\dot{v} = \dot{m}/\rho$.

O próximo passo consiste em calcular os parâmetros adimensionais descritos na seção 2.6 (Reynolds, Prandtl, Grashof e Nusselt) para óleo e vapor úmido, sendo o Grashof determinado apenas para o domínio do óleo. Em adição, são estimados os comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico para óleo e vapor úmido por meio das Equações (18) a (21).

4.1. O MODELO DE RESISTÊNCIAS TÉRMICAS

Na Figura 16 é apresentada uma seção radial da geometria base em estudo, sobre a qual foram especificados alguns parâmetros fundamentais acerca do processo de transferência de calor envolvido.

Figura 16 - Seção radial do acoplamento concêntrico entre vaporduto (2) e oleoduto (4) e parâmetros de transferência de calor correspondentes



Nesta geometria, de maneira análoga a um trocador de calor de dutos concêntricos e cocorrentes, o fluido de maior temperatura (vapor) escoou pelo interior do sistema, ao passo que o fluido a ser aquecido (óleo) escoou pelo espaço anular. A direção do fluxo de calor \dot{q} , que ocorre do fluido mais quente para o mais frio, é também indicada.

O calor é transferido do vapor para a superfície interna sólida do vaporduto pelo mecanismo de convecção forçada, e em seguida, através da parede metálica do vaporduto por condução. Novamente, observa-se a convecção forçada entre a

superfície externa do vaporduto e o óleo, bem como entre o óleo e a superfície interna do oleoduto, através do qual a condução volta a ocorrer. Por fim, entre a superfície externa do oleoduto e o meio externo, composto pelo ar em condições ambientais, ocorre a combinação entre os mecanismos de convecção natural e radiação.

Segundo Çengel (2002), o estudo da transferência de calor através de cilindros compostos por múltiplas camadas pode ser abordado pela simples associação em série das resistências correspondentes a cada camada adicional. Para o sistema em questão, a taxa de transferência de calor \dot{Q} na seção transversal é dada pela Equação (30):

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{total}} = \frac{T_v - T_\infty}{R_{total}} \quad (30)$$

onde T_v e T_∞ são as temperaturas do vapor úmido e do ar a uma distância razoável do sistema, respectivamente. Considera-se que não há interferência do processo de fluxo de calor nos valores dessas temperaturas, ou seja, as mesmas são mantidas constantes. R_{total} , dada pela Equação (31), representa a resistência térmica total ou equivalente do sistema, sendo somatório das resistências individuais na seção transversal:

$$R_{total} = R_{conv,1/2} + R_{cond,2} + R_{conv,2/3} + R_{conv,3/4} + R_{cond,4} + R_{comb,4/Ar} \quad (31)$$

onde $R_{conv,1/2}$, $R_{conv,2/3}$ e $R_{conv,3/4}$ são as resistências térmicas convectivas nas interfaces 1/2, 2/3 e 3/4, respectivamente (Figura 16). Aplicando a Equação (5) para cada interface, obtemos as Equações (32) a (34):

$$R_{conv,1/2} = \frac{1}{h_{conv,1/2}A_{t,1}} = \frac{1}{h_{conv,1/2}(2\pi r_{vapor}L)} \quad (32)$$

$$R_{conv,2/3} = \frac{1}{h_{conv,2/3}A_{t,2}} = \frac{1}{h_{conv,2/3}(2\pi r_{vaporduto}L)} \quad (33)$$

$$R_{conv,3/4} = \frac{1}{h_{conv,3/4}A_{t,3}} = \frac{1}{h_{conv,3/4}(2\pi r_{oleo}L)} \quad (34)$$

onde $h_{conv,1/2}$, $h_{conv,2/3}$ e $h_{conv,3/4}$ são os coeficientes de transferência de calor por convecção nas interfaces 1/2, 2/3 e 3/4, respectivamente. $A_{t,1}$, $A_{t,2}$ e $A_{t,3}$ são as áreas superficiais disponíveis para a transferência de calor, relativas aos raios r_{vapor} , $r_{vaporduto}$ e r_{oleo} , respectivamente. As resistências térmicas condutivas $R_{cond,2}$ e $R_{cond,4}$, características dos domínios sólidos, são dadas pelas Equações (35) e (36):

$$R_{cond,2} = \frac{\ln(r_{vaporduto}/r_{vapor})}{(2\pi L\lambda_s)} \quad (35)$$

$$R_{cond,4} = \frac{\ln(r_{oleoduto}/r_{oleo})}{(2\pi L\lambda_s)} \quad (36)$$

onde λ_s é a condutividade térmica dos domínios sólidos (vaporduto e oleoduto), ambos constituídos pelo mesmo material. Para o caso 4, cuja análise envolve a inserção de material isolante externo, as propriedades do oleoduto serão modificadas, incluindo o valor de sua condutividade, a qual será substituída por λ_{iso} .

O valor de $R_{comb,4/Ar}$, dado pela Equação (37), corresponde à resistência térmica entre a superfície externa da tubulação de óleo e o ar. Nesse caso, a transferência de calor ocorre pelo mecanismo combinado de convecção natural e radiação. Sendo assim, para fins de simplificação, será considerado um coeficiente de transferência de calor combinado $h_{comb,4/Ar}$, que considere ambos os efeitos. Logo:

$$R_{comb,4/Ar} = \frac{1}{h_{comb,4/Ar}A_{t,4}} = \frac{1}{h_{comb,4/Ar}(2\pi r_{oleoduto}L)} \quad (37)$$

onde $h_{comb,4/Ar}$ é o coeficiente combinado de transferência de calor na parede externa do domínio 4 e $A_{t,4}$ é a área superficial referente ao raio $r_{oleoduto}$.

Uma vez determinada a resistência térmica total do sistema (R_{total}) na seção transversal, é possível encontrar o coeficiente global de transferência de calor (U), dado pela Equação (38), em relação à área de transferência de interesse A_t , sendo esta igual a $2\pi r_{oleoduto}L$ para o sistema total, considerando todas as camadas sólidas e fluidas que o compõem.

$$U = \frac{1}{R_{total}A_t} \quad (38)$$

Com isso, a taxa de transferência de calor, da Equação (30), pode ser apresentada como $\dot{Q} = UA_t\Delta T$ e o fluxo de calor, obtido da Equação (1), resulta em $\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A_t}$.

4.2. O MÉTODO EFFECTIVENESS – NTU (ϵ – NTU)

No processo de análise de trocadores de calor, o método effectiveness – NTU (ϵ – NTU, ou eficiência – número de unidades de transferência), é particularmente útil na determinação da taxa de transferência de calor do sistema, bem como das temperaturas de saída dos fluidos quente e frio envolvidos. Para isso, o tipo e a geometria do trocador de calor devem ser previamente especificados. Sendo assim, é um método adequado para determinar o desempenho de equipamentos já disponíveis (ÇENGEL, 2002). O método pode ser aplicado ao problema abordado nesta dissertação considerando os tubos concêntricos como um trocador de calor. Não foi encontrado na literatura a aplicação do método para análise do transporte de óleos pesados.

Inicialmente, define-se a taxa de capacidade calorífica para o fluido quente (vapor úmido) e para o fluido frio (óleo), C_v e C_o , respectivamente, pelas Equações (39) e (40) (ÇENGEL, 2002):

$$C_v = \dot{m}_v C_{p,v} \quad (39)$$

$$C_o = \dot{m}_o C_{p,o} \quad (40)$$

A capacidade calorífica representa a taxa de transferência de calor necessária para que a temperatura de uma corrente de fluido no interior de um trocador de calor seja alterada em 1 °C. A razão entre as taxas de capacidade calorífica mínima e máxima é uma constante representada por c , dada pela Equação (41) (ÇENGEL, 2002):

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (41)$$

A taxa de transferência de calor máxima (\dot{Q}_{max}) do sistema é dada pela Equação (42) (ÇENGEL, 2002) :

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{in,v} - T_{in,o}) \quad (42)$$

onde $T_{in,v}$ e $T_{in,o}$ são as temperaturas de entrada do vapor úmido e do óleo, respectivamente. O valor adimensional de NTU, que permite mensurar a área superficial de transferência de calor (A_t), é definido pela Equação (43) (ÇENGEL, 2002):

$$NTU = \frac{UA_t}{C_{min}} \quad (43)$$

Quanto maior o valor de NTU obtido, maior é o trocador de calor.

O próximo passo é estimar o valor da efetividade do sistema (effectiveness ϵ). Para um trocador de calor que envolve dois dutos concêntricos em correntes paralelas (cocorrentes), esse valor é dado pela Equação (44) (ÇENGEL, 2002):

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c} \quad (44)$$

A partir de então, a taxa de transferência de calor mais provável \dot{Q} é obtido pela Equação (45) (ÇENGEL, 2002):

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{max}\epsilon \quad (45)$$

As temperaturas de saída do vapor úmido ($T_{out,v}$) e do óleo ($T_{out,o}$) são dadas, respectivamente, pelas Equações (46) e (47) (ÇENGEL, 2002):

$$T_{out,v} = T_{in,v} - \frac{\dot{Q}}{C_v} \quad (46)$$

$$T_{out,o} = T_{in,o} + \frac{\dot{Q}}{C_o} \quad (47)$$

5. ABORDAGEM NUMÉRICA

A Dinâmica de Fluidos Computacional, ou *Computational Fluid Dynamics* (CFD), baseia-se na solução das equações governantes fundamentais da dinâmica de fluidos, ou seja, equações de continuidade, *momentum* e energia. Tais equações são as afirmativas matemáticas de três princípios físicos essenciais: conservação da massa, a segunda lei de Newton e a conservação da energia (ANDERSON, 1995). Associadas às condições de contorno específicas ao problema investigado, as equações de transporte permitem uma descrição minuciosa dos fenômenos físicos envolvidos no processo em análise.

Neste capítulo, serão descritas as equações empregadas pela abordagem numérica, bem como as hipóteses adotadas. Essa descrição será feita de forma individual para cada domínio do problema, considerando suas particularidades.

Em seguida, serão apresentadas algumas considerações a respeito do simulador numérico selecionado, critérios de convergência de resultados, recursos computacionais, malhas, parâmetros numéricos e algoritmos de discretização empregados.

5.1. EQUAÇÕES GOVERNANTES E HIPÓTESES ADOTADAS

5.1.1. Domínio 1 – Vapor

Para o domínio do vapor úmido, serão adotadas as seguintes hipóteses: a) Mistura homogênea; b) Escoamento compressível; c) Regime permanente; e) Comportamento turbulento.

Para fins de simplificação, será adotada a hipótese de mistura homogênea, a qual permite a aplicação de um único conjunto de equações para massa, quantidade de movimento e energia, suplementadas por equações de fração mássica ou volumétrica dos constituintes da mistura. Assume-se que as fases estejam fortemente acopladas, não havendo movimento relativo entre as mesmas, ou seja, ambas se movem com a mesma velocidade (HASAN, 2002).

Em adição, a transferência de calor ocorre de forma instantânea, o que as mantêm em equilíbrio termodinâmico, com valores idênticos de temperatura e pressão (LAGUMBAY; VASILYEV; HASELBACHER, 2007). O princípio da conservação da massa é aplicado através da Equação (48) ou Equação da Continuidade (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2004):

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_v \mathbf{V}_v) = 0 \quad (48)$$

onde \mathbf{V}_v é o vetor velocidade do vapor úmido. Segundo esse princípio, a taxa de aumento da massa por unidade de volume deve ser igual à taxa líquida de adição de massa por unidade de volume por convecção. O princípio de conservação da Quantidade de Movimento estabelece que a taxa de variação da quantidade de movimento linear sobre o sistema, dada pela aceleração local e convectiva da partícula fluida, é resultado da soma de todas as forças que agem sobre o mesmo (forças de pressão, viscosas e de corpo) (MAITELLI, 2010). Sua expressão matemática é dada pela Equação (49) (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2004):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_v \mathbf{V}_v) + \nabla \cdot (\rho_v \mathbf{V}_v \mathbf{V}_v) = -\nabla p - (\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_v) + \rho_v \mathbf{f} \quad (49)$$

onde p é a pressão, $\boldsymbol{\tau}_v$ é o tensor de tensões do vapor úmido e \mathbf{f} representa as forças de corpo por unidade de massa. Considerando que o peso do fluido seja a única força de corpo presente, pode ser substituída pelo vetor de aceleração gravitacional \mathbf{g} . O tensor de tensões do vapor úmido $\boldsymbol{\tau}_v$ relaciona-se com o gradiente de velocidade ($\nabla \mathbf{V}_v$) pela Equação (50) (ANSYS, 2011; ROSA, 2012):

$$\boldsymbol{\tau}_v = \mu_{eff,v} [\nabla \mathbf{V}_v + (\nabla \mathbf{V}_v)^T] \quad (50)$$

onde $\mu_{eff,v}$ é a viscosidade efetiva do vapor úmido, dada pela soma entre a viscosidade do vapor úmido (μ_v) e a viscosidade turbulenta (μ_t) (ANSYS, 2011).

A equação da Conservação da Energia, em termos da entalpia total do vapor úmido ($H_{tot,v}$), é dada pela Equação (51) (ANSYS, 2011):

$$\frac{\partial (\rho_v H_{tot,v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_v \mathbf{V}_v H_{tot,v}) = \nabla \cdot (\lambda_v \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{V}_v \cdot \boldsymbol{\tau}_v) \quad (51)$$

A relação entre a entalpia total do vapor úmido ($H_{tot,v}$) e sua entalpia estática ($H_{est,v}$) é definida pela Equação (52) (ANSYS, 2011):

$$H_{tot,v} = H_{est,v} + \frac{1}{2} |\mathbf{V}_v|^2 \quad (52)$$

A entalpia estática do vapor úmido é, por sua vez, uma função da variação de seu calor específico ($C_{p,v}$) com a temperatura, desde um valor referência T_{ref} até a temperatura atual T do sistema, dada pela Equação (53):

$$H_{est,v} = \int_{T_{ref}}^T C_{p,v}(T) dT \quad (53)$$

O termo $\nabla \cdot (\mathbf{V}_v \cdot \boldsymbol{\tau}_v)$ representa o trabalho devido às tensões viscosas e modela o aquecimento interno no fluido em função da viscosidade. A fração mássica de vapor ou qualidade (ϕ) é obtida pela regra da alavanca, conforme Equação (54) (SONNTAG; BORGNAKKE; VAN WYLEN, 2003):

$$\phi = \frac{H_{tot,v} - H_{sat,l}(p)}{H_{sat,lg}(p)} \quad (54)$$

onde $H_{sat,lg}(p) = H_{sat,g}(p) - H_{sat,l}(p)$, sendo $H_{sat,l}(p)$ e $H_{sat,g}(p)$ as entalpias de saturação das fases líquido e gás, respectivamente, obtidas em função da pressão p do fluido em uma posição determinada do domínio vapor.

A temperatura do sistema T é obtida por interpolação utilizando a tabela termodinâmica IAPWS-IF97, mediante valores de p e $H_{tot,v}$. O conjunto de dados IAPWS-IF97 representa uma equação de estado precisa para as propriedades de água líquida e vapor, empregando formulações para cinco regiões termodinamicamente distintas: água subresfriada, água/vapor supercrítico, vapor superaquecido, dados de saturação e vapor de alta temperatura. O estado de referência, para o qual os valores de energia interna, entropia e entalpia são iguais a zero, corresponde ao ponto triplo da água ($T = 273,16$ K; $p = 611,657$ Pa) (ANSYS, 2011). Os intervalos de abrangência disponíveis para T e p são: $273,15$ K $\leq T \leq 1.073,15$ K e $p \leq 100$ MPa e $1.073,15$ K $< T \leq 2.273,15$ K e $p \leq 50$ MPa. Para o problema em questão foi selecionado o seguinte intervalo: 450 K $\leq T \leq 900$ K e 1 MPa $\leq p \leq 30$ MPa.

No domínio do vapor, o regime de escoamento é turbulento. Para a incorporação desses efeitos foi selecionado o modelo $k - \varepsilon$, para o qual duas equações de transporte devem ser resolvidas (ANSYS, 2011; MAITELLI, 2010). Sua escolha é justificada por sua robustez, economia e precisão razoável, sendo bastante popular em simulações da área industrial (CRUZ, 2018). A Equação (55) da energia cinética turbulenta (k) descreve a variação das flutuações na velocidade:

$$\frac{\partial(\rho_v k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_v \bar{\mathbf{V}}_v k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu_v + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho_v \varepsilon \quad (55)$$

A Equação (56) para a taxa de dissipação das flutuações de velocidade (ε), por sua vez, é:

$$\frac{\partial(\rho_v \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_v \bar{\mathbf{V}}_v \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu_v + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho_v \varepsilon) \quad (56)$$

onde $\bar{\mathbf{V}}_v$ é o vetor da resultante das velocidades médias temporais. A viscosidade turbulenta (μ_t) é obtida através dos parâmetros de turbulência k e ε pela Equação (57):

$$\mu_t = C_{\mu, v} \rho_v \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (57)$$

Por sua vez, este parâmetro é incorporado na viscosidade efetiva $\mu_{eff, v}$, inserida na Equação (50).

A variável P_k descreve a taxa de geração de energia cinética, dada pela Equação (58):

$$P_k = \mu_t \nabla \bar{\mathbf{V}}_v \cdot (\nabla \bar{\mathbf{V}}_v + \nabla \bar{\mathbf{V}}_v^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{\mathbf{V}}_v (3\mu_t \nabla \cdot \bar{\mathbf{V}}_v + \rho_v k) \quad (58)$$

onde $C_{\mu, v}$, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k e σ_ε são constantes típicas do modelo $k - \varepsilon$, cujos valores são definidos na Tabela 10.

Tabela 11 - Constantes do modelo de turbulência $k - \varepsilon$ e seus respectivos valores

Constante	Valor
$C_{\mu,v}$	0,09
$C_{\varepsilon 1}$	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	1,92
σ_k	1,00
σ_ε	1,30

Fonte: ANSYS (2011).

5.1.2. Domínio 2 – Vaporduto

Para o domínio sólido do vaporduto, serão adotadas as seguintes hipóteses: a) O duto é estacionário; b) Não há fonte geradora de calor em seu interior.

Para os domínios sólidos, a Conservação da Energia assume a seguinte forma, dada pela Equação (59) (ANSYS, 2011):

$$\frac{\partial(\rho_s H_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_s \mathbf{V}_s H_s) = \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T) + S_E \quad (59)$$

onde ρ_s e H_s são a densidade e a entalpia do sólido, respectivamente. Em adição, \mathbf{V}_s é o vetor velocidade do sólido e S_E representa uma fonte de calor volumétrica. Considerando as hipóteses adotadas de ausência de movimento e sem geração de calor pelo vaporduto, a equação da Energia assume uma forma mais simplificada, podendo ser expressa em função do calor específico $C_{p,s}$ do material sólido pela Equação (60):

$$\frac{\partial(\rho_s C_{p,s} T)}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T) \quad (60)$$

De forma mais simplificada, têm-se que o fluxo de calor \dot{q} é dado por $\dot{q} = -\lambda_s \nabla T$.

5.1.3. Domínio 3 – Óleo

Para o domínio do óleo, serão adotadas as seguintes hipóteses: a) Fluido monofásico; b) Escoamento incompressível; c) Regime permanente; e) Comportamento laminar, pois tratando-se de um óleo pesado, as forças de inércia são subjugadas pelas forças viscosas.

Para efeitos de simplificação, o óleo será descrito como uma substância pura (formada por apenas um tipo de molécula) e monofásica (constituída por apenas uma fase líquida). A Continuidade é dada pela Equação (61):

$$\frac{\partial \rho_o}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_o \mathbf{V}_o) = 0 \quad (61)$$

onde ρ_o e \mathbf{V}_o são a densidade e o vetor velocidade do óleo, respectivamente. Considerando a condição de fluido incompressível obtém-se uma forma particularmente simples da equação da Continuidade (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2004) é dada pela Equação (62):

$$(\nabla \cdot \mathbf{V}_o) = 0 \quad (62)$$

A conservação da Quantidade de Movimento é descrita pela Equação (63):

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho_o \mathbf{V}_o = - \nabla \cdot (\rho_o \mathbf{V}_o \mathbf{V}_o) - \nabla p - \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_o + \rho_o \mathbf{f} \quad (63)$$

onde $\boldsymbol{\tau}_o$ é o tensor de tensões do óleo. Para um fluido incompressível, o tensor de tensões do óleo $\boldsymbol{\tau}_o$ relaciona-se com o gradiente de velocidade pela Equação (64) (ROSA, 2012):

$$\boldsymbol{\tau}_o = \mu_o [\nabla \mathbf{V}_o + (\nabla \mathbf{V}_o)^T] \quad (64)$$

onde a viscosidade do óleo, μ_o , é obtida pela correlação de Hossain et al. (2005), dada pelas Equações (27) a (29), sendo a mesma uma função direta da temperatura. Tal correlação não encontra-se disponível no *Solver* empregado (Ansys CFX), sendo portanto incorporada ao mesmo de forma manual. Por fim, a equação da Conservação da Energia fornece as Equações (65) a (67):

$$\frac{\partial (\rho_o H_{tot,o})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_o \mathbf{V}_o H_{tot,o}) = \nabla \cdot (\lambda_o \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{V}_o \cdot \boldsymbol{\tau}_o) \quad (65)$$

$$H_{tot,o} = H_{est,o} + \frac{1}{2} |\mathbf{V}_o|^2 \quad (66)$$

$$H_{est,o} = \int_{T_{ref}}^T C_{p,o}(T) dT \quad (67)$$

onde $H_{tot,o}$, λ_o , e $H_{est,o}$ são a entalpia total, a condutividade térmica e a entalpia estática do óleo, respectivamente.

Segundo Maitelli (2010), escoamentos laminares são completamente descritos pelas equações da Continuidade e Quantidade de Movimento. A equação da Conservação da Energia é adicionada, dado o interesse do estudo no fenômeno de transferência de calor.

5.1.4. Domínio 4 – Oleoduto

Por se tratarem do mesmo material sólido, as hipóteses adotadas, bem como as equações governantes consideradas para o domínio do oleoduto serão idênticas às empregadas para o domínio do vaporduto. O único diferencial reside na adoção de um coeficiente de transferência de calor combinado na parede externa do oleoduto, previamente definido na seção de dimensões e propriedades (3.3).

5.1.5. Isolamento térmico

Por se tratar de um domínio sólido, as hipóteses adotadas, bem como as equações governantes consideradas para o domínio do isolamento térmico serão similares às empregadas para os domínios do vaporduto e oleoduto. Para fins de simplificação, o material isolante será inserido em substituição ao oleoduto, sendo observadas as seguintes novas propriedades: condutividade térmica ($\lambda_{i,so}$), calor específico ($C_{p,iso}$) e densidade ($\rho_{i,so}$).

5.2. CONDIÇÕES DE CONTORNO COMPLEMENTARES À ABORDAGEM NUMÉRICA

As condições de contorno na entrada e na saída, aplicáveis a ambas as abordagens analítica e numérica, foram previamente especificadas na seção 3.5. Na abordagem numérica, condições de contorno adicionais são aplicadas à parede. São elas: a) Impenetrabilidade; b) Não escorregamento; c) Ausência de movimento; d) Fluxo de calor conservativo na interface. A temperatura na parede é estimada pelo *solver* a

partir das temperaturas de entrada do vapor e do óleo, bem como das condutividades térmicas dos materiais que compõem vaporduto e oleoduto.

Em adição, para fins de redução de esforço computacional, é adotada uma condição de simetria em relação ao plano que corta o domínio axialmente.

5.3. SOFTWARE

A análise numérica é realizada com o auxílio do *software* Ansys CFX® versão 18.2, licença acadêmica, o qual utiliza o método de volumes finitos. A geometria dos casos propostos é construída pelo *Design Modeler* e envolve os domínios fluidos de vapor e óleo, bem como os domínios sólidos das duas tubulações.

Em seguida, a discretização espacial é realizada mediante o módulo *Meshing*, ressaltando a limitação da licença acadêmica em 500.000 elementos. No módulo *CFX-Pre* são definidas as condições de contorno e propriedades dos fluidos e materiais sólidos. A solução do problema proposto ocorre no *CFX-Solver Manager*, para a qual foi estabelecido o critério de convergência para o resíduo médio RMS das equações de 10^{-4} e *single precision*. Por se tratar de uma solução acoplada que envolve fluidos de propriedades e regimes diferentes (vapor turbulento e óleo profundamente laminar), além dos domínios sólidos, um passo fundamental na obtenção de convergência dos resultados foi a adoção de passos de tempo distintos para cada domínio.

O tempo médio de simulação foi de 337 minutos em um computador: Intel® Core™ i3 – 350M com 3GB de memória RAM. Em seguida, os resultados são pós processados pelo *CFD-Post*.

5.4. ALGORITMOS DE DISCRETIZAÇÃO

Os chamados *Solvers* segregados utilizam uma estratégia de solução na qual as equações de *momentum* são resolvidas a partir de uma estimativa inicial de pressão, sendo posteriormente obtida uma equação para a correção da mesma. O Ansys CFX, ao contrário disso, faz uso de um *Solver* acoplado (acoplamento pressão-velocidade), o qual resolve as equações hidrodinâmicas (3 equações de

momentum, a equação da continuidade as duas equações da turbulência) como um sistema único. Tal abordagem emprega uma discretização de equações totalmente implícita. Para problemas em regime permanente, como é o caso aqui discutido, o passo de tempo se comporta como um parâmetro de aceleração, guiando as soluções aproximadas para uma solução fisicamente permanente (ANSYS, 2006).

Para cada conjunto de equações não lineares, é aplicado o processo de linearização e organização em uma matriz solução. Assim, as equações lineares são resolvidas pelo método algébrico *Multigrid* (MG), que envolve iterações iniciais em malha refinada e iterações posteriores em malhas virtuais progressivamente mais grosseiras. É também aplicada a técnica de fatorização acelerada *Incomplete Lower Upper* (ILU). A abordagem *Rhie Chow* é empregada na interpolação da pressão dos nós ao centro dos elementos, no intuito de evitar o desacoplamento (ANSYS, 2006).

5.5. ESTUDO DE INDEPENDÊNCIA DA MALHA

A discretização do domínio consiste na divisão do mesmo em elementos para os quais as equações governantes serão solucionadas. Dessa forma, a depender da discretização adotada, os fenômenos físicos que ocorrem no problema estudado podem ser descritos de forma satisfatória ou não.

O teste de malha consiste em uma etapa de fundamental importância na escolha da discretização apropriada ao domínio em estudo. Este teste permite obter resultados que sejam relativamente independentes da malha selecionada, dado um certo critério de variação de resultados. Além disso, o teste de malha viabiliza a redução de esforço computacional desnecessário.

Para este estudo, foram realizados dois testes de malha distintos. O primeiro deles tomou como base a geometria adotada para os casos 2, 4 e 5, caracterizada pelo acoplamento concêntrico entre vaporduto e oleoduto em uma razão de raios R_R de 1,87 e extensão total do sistema de 1 m. O caso 1 consiste em uma simples derivação desta geometria, a partir da qual são excluídos os domínios de vapor e vaporduto. O caso 6, por sua vez, consiste em um prolongamento da geometria base em quatro vezes o seu valor original. Sendo assim, o primeiro teste também se aplica aos casos 1 e 6, cujos dados principais são descritos pela Tabela 11.

Tabela 12 - Dados referentes ao teste de malhas para os casos 2, 4 e 5

Dados	Malha 1 (Grosseira)	Malha 2 (Média)	Malha 3 (Fina)
Número de elementos	37.900	94.750	193.000
Número de nós	41.511	103.161	209.919
Tempo de simulação, min	193	277	518

Para fins de comparação entre as malhas, analisou-se a variação das temperaturas médias do óleo e do vapor ao longo do sistema. Os valores de temperatura foram obtidos a partir das médias ponderadas pela área dos elementos em 21 planos transversais yz, perpendiculares ao comprimento x do sistema. As Figuras 17 e 18 apresentam os resultados para óleo e vapor, respectivamente.

Figura 17 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para as malhas 1, 2 e 3 (casos 2, 4 e 5)

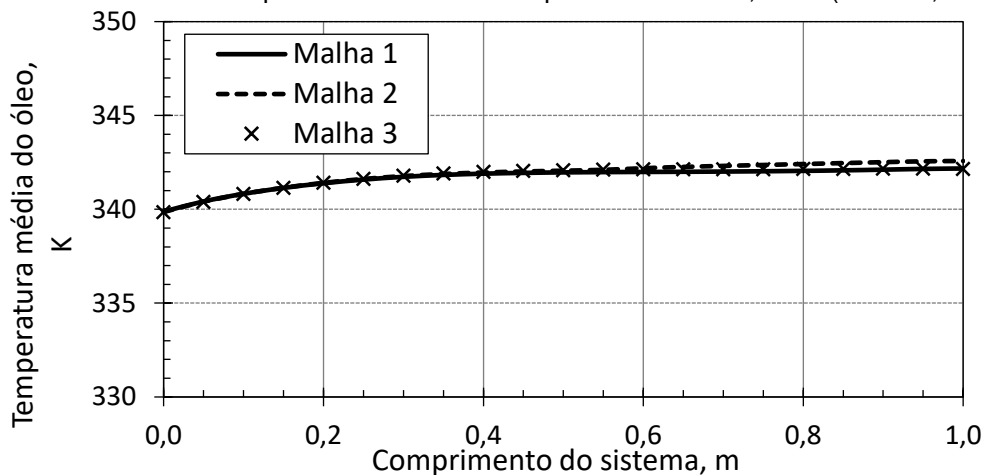
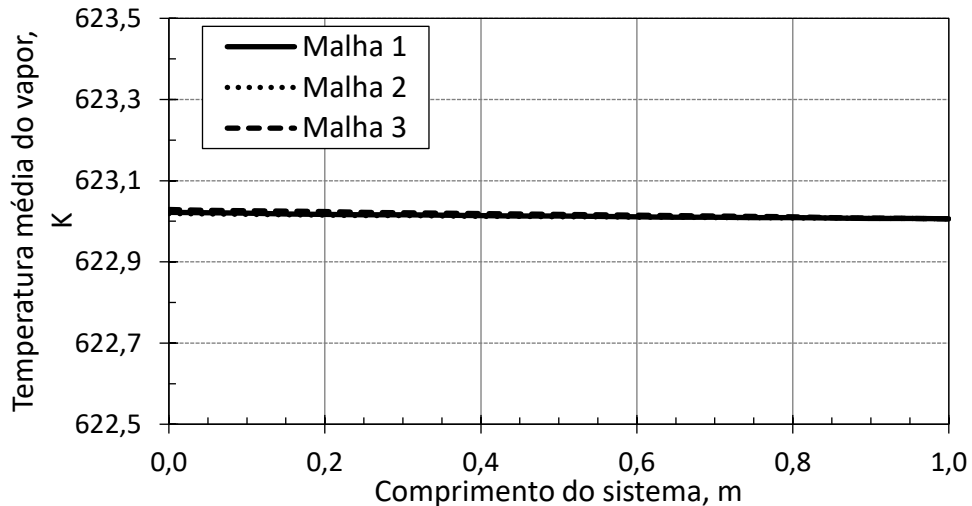


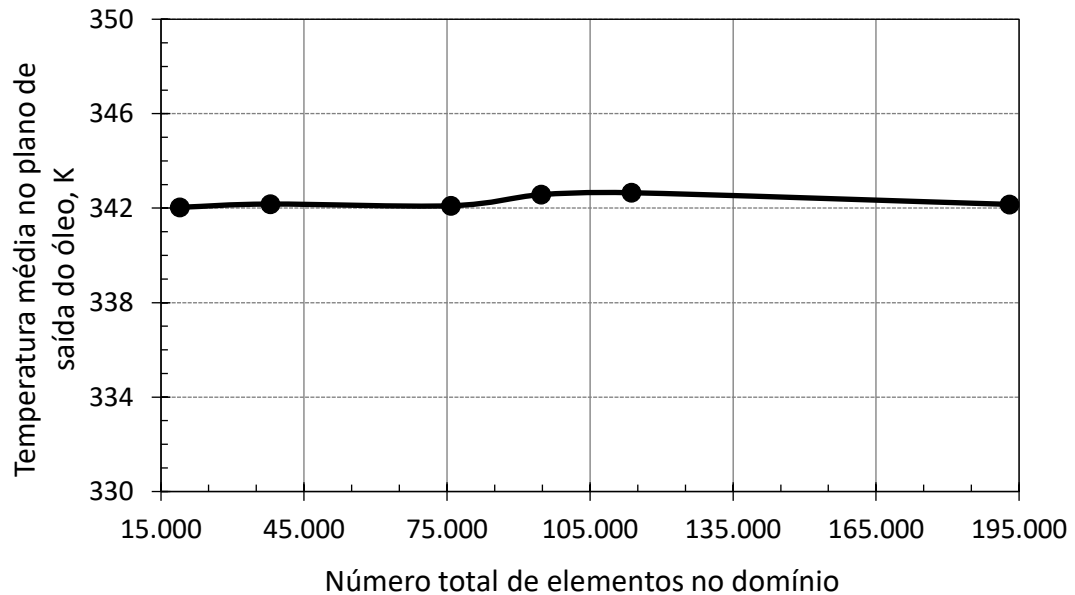
Figura 18 - Perfis axiais de temperatura média do vapor para as malhas 1, 2 e 3 (casos 2, 4 e 5)



Em ambos os casos, considerando-se o intervalo de dados adotado, as variações de resultados obtidas pelo uso das malhas 1, 2 e 3 são mínimas, especialmente para o caso do vapor. Para as temperaturas médias do óleo e do vapor, os desvios máximos entre as malhas 2 e 3 foram de 0,12% e 0,0016%, respectivamente.

A Figura 19 apresenta as temperaturas médias no plano transversal de saída do óleo para 6 malhas distintas em função do número total crescente de seus elementos. A malha 2 encontra-se localizada no quarto ponto consecutivo, a partir do qual as variações da temperatura de saída tornam-se relativamente baixas com o aumento do refinamento.

Figura 19 - Temperaturas médias no plano de saída do óleo para seis malhas distintas (casos 2, 4 e 5)



Sendo assim, para efeitos de economia computacional, a malha 2 será selecionada. Nesta, os domínios do vapor, vaporduto, óleo e oleoduto são discretizados em 14.750, 15.000, 50.000 e 15.000 elementos, respectivamente. Sua qualidade ortogonal mínima e razão de aspecto máxima são, respectivamente, 0,68 e 3,99. É composta por 94.250 hexaedros e 500 prismas, sendo ilustrada na Figura 20.

Para o caso 1, após a exclusão dos domínios de vapor e vaporduto, o número total de elementos torna-se 65.000. Para o caso 6, no qual a geometria é quadruplicada, a discretização totaliza 382.000 elementos. A Figura 21 apresenta a variação

simultânea das temperaturas médias de óleo e vapor obtidas pelo uso da malha 2, ao longo do sistema.

Figura 20 - Discretização do domínio para os casos 2, 4 e 5 em a) vista 2D e b) vista 3D, destacando a condição de simetria adotada

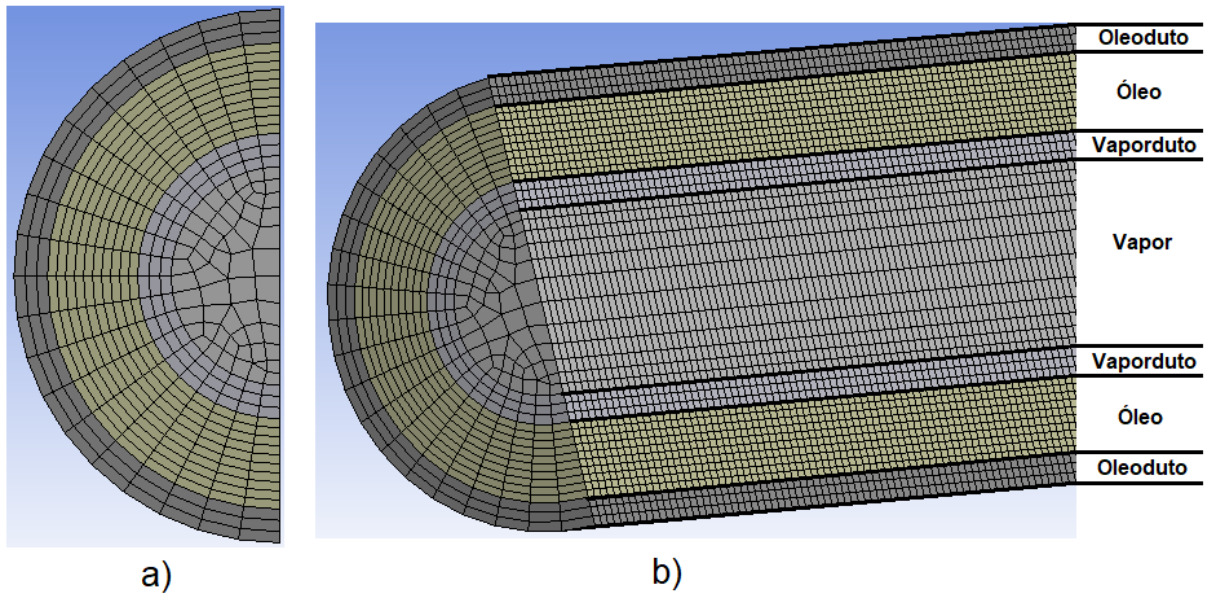
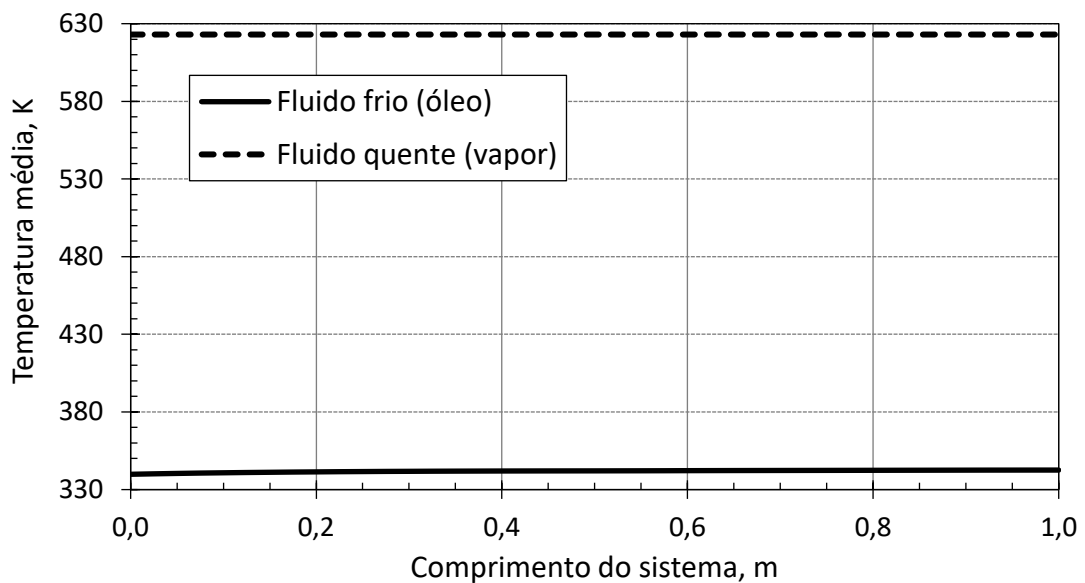


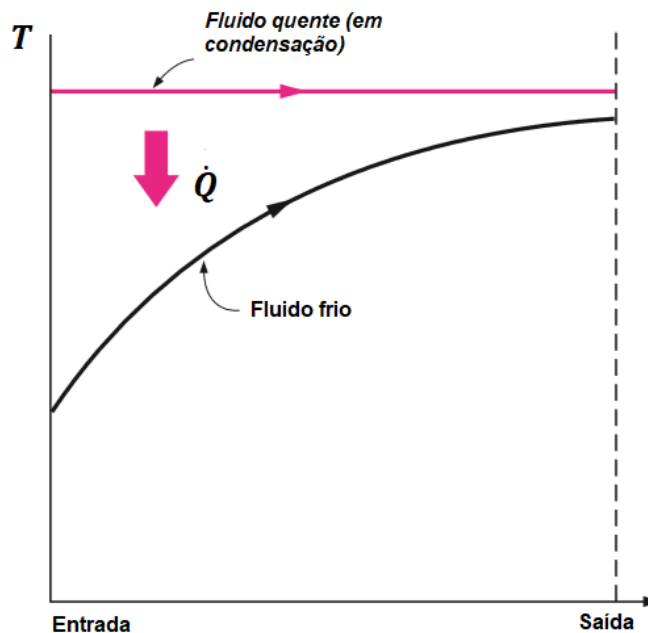
Figura 21 - Perfis axiais de temperatura média do óleo e vapor para a malha 2 (casos 2, 4 e 5)



O comportamento observado condiz com aquele esperado para os fluidos quente e frio que escoam no interior de um trocador de calor, no qual o fluido de maior temperatura passa por um processo de condensação, conforme mostrado na Figura 22 (ÇENGEL, 2002). A discrepância entre as inclinações das curvas de fluido frio nas Figuras 21 e 22 se deve à reduzida extensão do sistema considerado, além do

diferencial expressivo de temperatura adotado entre óleo e vapor. Ao longo do escoamento, o vapor úmido tende a sofrer um aumento de sua fração mássica líquida, reduzindo o teor de vapor e portanto, o valor de sua qualidade. No entanto, como se trata de um processo de mudança de fase, a temperatura do vapor úmido praticamente não se altera (leves oscilações podem estar relacionadas ao teor de impurezas presentes).

Figura 22 - Comportamento típico dos perfis axiais de temperatura dos fluidos cocorrentes quente e frio em um trocador de calor envolvendo o processo de condensação do fluido quente



Fonte: Çengel (2002).

O caso 3, caracterizado pela razão de raios R_R de 1,41, apresenta aumento da área aberta ao fluxo de vapor e redução da espessura do anular em comparação ao caso base. Diante dessa alteração geométrica, um novo teste de malhas foi conduzido, cujos dados são descritos pela Tabela 12.

Tabela 13 - Dados referentes ao teste de malhas para o caso 3

Dados	Malha 1 (Grosseira)	Malha 2 (Média)	Malha 3 (Fina)
Número de elementos	36.790	75.750	147.960
Número de nós	40.741	83.332	161.006
Tempo de simulação, min	187	221	397

Os perfis axiais de temperatura média do óleo para as malhas 1, 2 e 3 são apresentados na Figura 23. Considerando o estreito intervalo de dados, a variação máxima entre as malhas 2 e 3 é de apenas 0,21%. Na Figura 24, por sua vez, são apresentadas as temperaturas médias de saída do óleo para as três malhas consideradas, sendo a divergência entre os valores resultantes das malhas 2 e 3 de apenas 0,14%.

Figura 23 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para as malhas 1, 2 e 3 (caso 3)

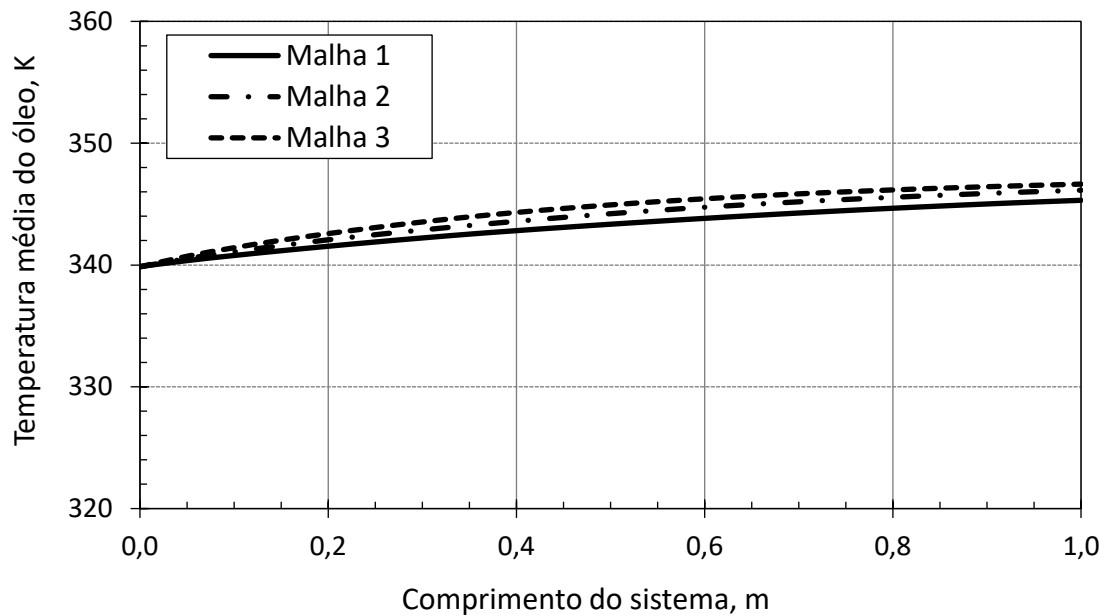
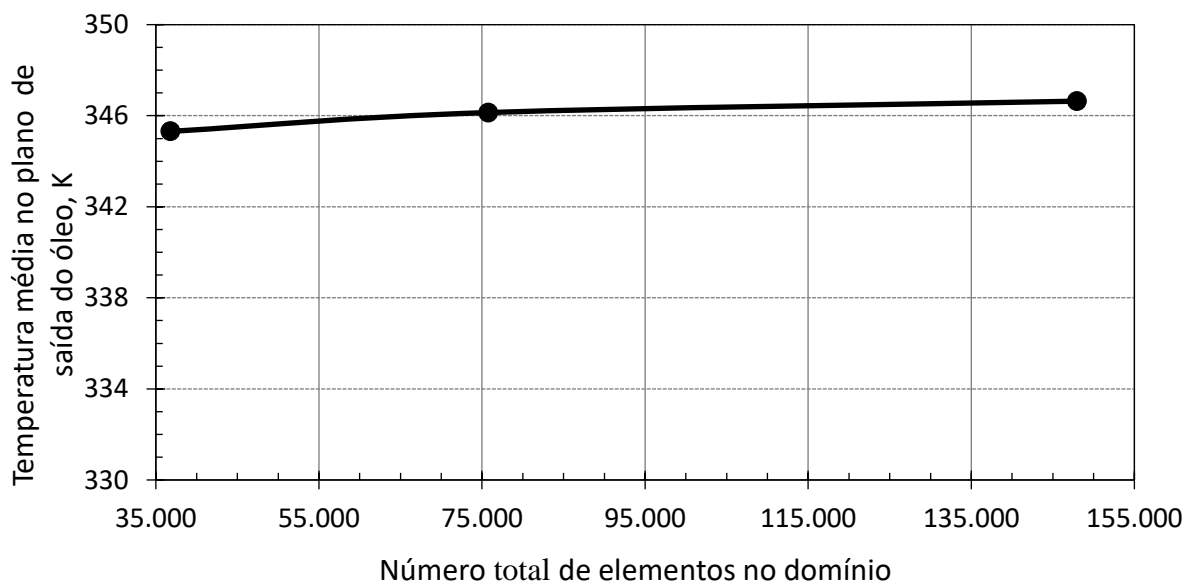


Figura 24 - Temperaturas médias no plano de saída do óleo para as malhas 1, 2 e 3 (caso 3)



Considerando que o caso 3 requer uma única simulação e que os resultados para todos os níveis de refinamento já se encontravam disponíveis, foi selecionada a discretização de maior detalhamento, ou seja, a malha 3 com 147.960 elementos (hexaedros). Nesta, os domínios do vapor, vaporduto, óleo e oleoduto são discretizados em 25.560, 36.000, 50.400 e 36.000 elementos, respectivamente. Sua qualidade ortogonal mínima e razão de aspecto máxima são, respectivamente, 0,41 e 6,17.

6. RESULTADOS

Nas Tabelas 13 e 14 são apresentados os comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico para óleo e vapor úmido, estimados pelas abordagens analítica e numérica, respectivamente, sendo a máxima variação entre as abordagens igual a 12,2% para o comprimento hidrodinâmico e 4,2% para o comprimento térmico, ambos relativos ao óleo.

Tabela 14 - Comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico estimados para óleo e vapor pela abordagem analítica

Caso	Comprimento de entrada hidrodinâmico (L_h), m		Comprimento de entrada térmico (L_t), m	
	Óleo	Vapor	Óleo	Vapor
1	0,059	-	247,849	-
2	0,063	1,456	249,035	0,416
3	0,064	2,072	249,600	0,592
4	0,060	1,456	248,103	0,416
5	0,063	1,456	249,035	0,416
6	0,070	1,456	255,073	0,416

Tabela 15 - Comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico estimados para óleo e vapor pela abordagem numérica

Caso	Comprimento de entrada hidrodinâmico (L_h), m		Comprimento de entrada térmico (L_t), m	
	Óleo	Vapor	Óleo	Vapor
1	0,057	-	247,503	-
2	0,060	1,456	249,099	0,416
3	0,062	2,072	250,572	0,592
4	0,062	1,456	258,964	0,416
5	0,059	1,456	249,041	0,416
6	0,063	1,456	250,503	0,416

Para o escoamento de vapor, caracterizado como turbulento, ambos os comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico são relativamente pequenos. Isso é justificado pelo rápido crescimento das camadas limite em função da intensa mistura do fluido, característica marcante desse tipo de fluxo. Por serem funções exclusivas da geometria, não há desvios entre as estimativas analítica e numérica e seus valores permanecem constantes, exceto para o caso 3, no qual há variação do raio do vapor. No caso 1, o vapor é inexistente.

Em relação ao óleo, destacam-se os extensos comprimentos de entrada térmicos. Devido à sua elevada viscosidade e conseqüente baixa difusividade térmica, o óleo de 13,2 °API requer uma distância considerável para que o gradiente de temperatura alcance todos os pontos de seu domínio, ou seja, para que o escoamento se torne inteiramente viscoso (completamente desenvolvido). O mecanismo de transferência predominante é o de condução, o qual ocorre a nível molecular e de forma bastante lenta.

6.1. CASO 1 - ESCOAMENTO DE ÓLEO VISCOSO NO ANULAR

Na Tabela 15 é apresentada uma comparação entre os resultados principais, obtidos de forma numérica e analítica para o caso 1, no qual é considerado apenas o escoamento de óleo viscoso através do anular com temperatura de entrada de 339,85 K. Para a parede interna do anular, adotou-se a hipótese de superfície adiabática.

Tabela 16 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 1

Parâmetros na Saída	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$T_{out,o}$ (K)	338,575	339,550 (Eq.47)	+ 0,288
$\mu_{out,o}$ (Pa.s)	0,280	0,258 (Eqs.27-29)	- 7,788
Parâmetros médios	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$\dot{Q}_{o/ar}$ (W)	122,930	140,876 (Eq.30)	+ 14,599
Re_o	32,895	34,399 (Eq.9)	+ 4,570
Pr_o	4.374,378	4.189,072 (Eq.10)	- 4,236
Gr_o	219,266	242,645 (Eq.11)	+ 10,663
Nu_o	28,471	29,173 (Eq.15)	+ 2,463

Os parâmetros de maior interesse no transporte de óleos pesados, temperatura e viscosidade finais do óleo ($T_{out,o}$ e $\mu_{out,o}$), apresentam desvios relativamente baixos entre as duas abordagens. Ao superestimar a temperatura de saída do óleo em apenas 0,288%, a abordagem analítica obtêm uma aproximação da viscosidade final 7,788% inferior. Isso ocorre pela relação exponencial entre temperatura e viscosidade, potencializando os erros nesta última variável. Os desvios encontrados podem ser justificados pela desconsideração, pela abordagem analítica, dos efeitos

gravitacionais e da formação da camada limite térmica na região de entrada, os quais inviabilizam um processo homogêneo de resfriamento do óleo.

A taxa de transferência de calor entre o óleo e o ar ($\dot{Q}_{o/ar}$) obtida analiticamente é superior à taxa obtida numericamente em cerca de 15%. Na abordagem analítica, considera-se que o fluxo de calor seja distribuído por toda a área superficial disponível. No entanto, os efeitos gravitacionais, incorporados na abordagem numérica, induzem a distribuição de fluxo preferencial na região central superior do sistema, o que torna a taxa de transferência numérica inferior.

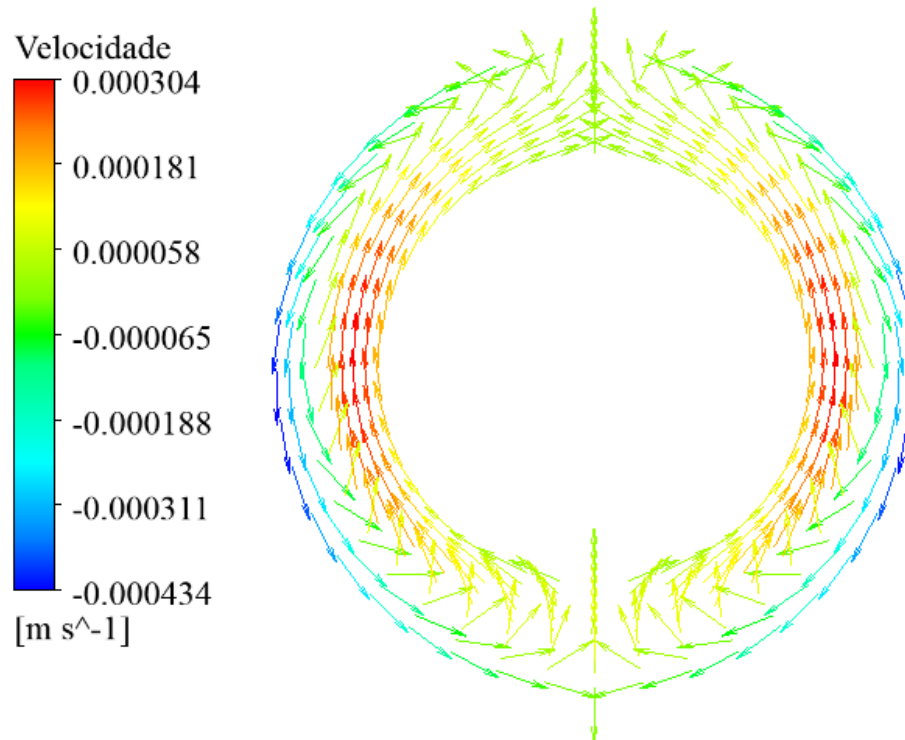
O valor analítico de Reynolds do óleo (Re_o) apresenta um pequeno desvio de 4,57% em relação ao seu correspondente numérico, revelando uma descrição satisfatória da relação entre forças inerciais e viscosas do óleo. Ambos os resultados (32,9 e 34,4) revelam a natureza laminar do escoamento de óleo pesado.

Os valores analítico e numérico de Prandtl do óleo (Pr_o), divergentes em apenas 4,236%, são elevados e descrevem um fluido de reduzida difusividade térmica, característica coerente para óleos altamente viscosos nos quais predominam o mecanismo de condução de calor a nível molecular.

Em relação ao número de Nusselt do óleo (Nu_o), a estimativa analítica difere da numérica em apenas 2,463%. Seu valor é relativamente baixo, o que indica a presença notável do mecanismo de transferência de calor por condução.

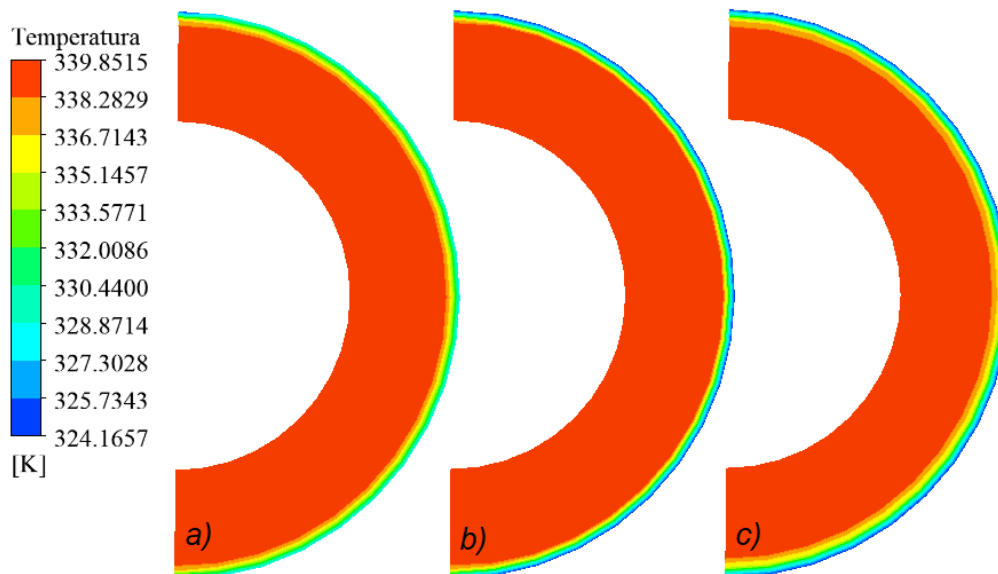
O número de Grashof do óleo (Gr_o), cujo desvio entre as abordagens é de cerca de 11%, permite estimar os efeitos da convecção natural causados pela diferença de densidades do fluido. Neste caso, para o óleo viscoso, a relação numérica de Gr_o/Re_o^2 é de 0,2, o que implica dizer que os efeitos de convecção natural, embora não predominantes, não podem ser desconsiderados por completo. Na Figura 25, é ilustrado o campo de velocidades em y do óleo, sendo possível identificar um padrão de células convectivas.

Figura 25 - Campo vetorial da velocidade em y do óleo no plano transversal yz , em $x = 0,95$ m, para o caso 1



Na Figura 26 são apresentados os campos de temperatura do óleo, apenas na metade simétrica do domínio, em três pontos distintos do sistema: na entrada ($x = 0,01$ m), no centro ($x = 0,5$ m) e na saída ($x = 0,99$ m), destacando que o comprimento total é 1 metro. Os campos não incluem a parede sólida do oleoduto.

Figura 26 - Campos de temperatura do óleo em a) $x = 0,01$ m, b) $x = 0,5$ m e c) $x = 0,99$ m para o caso 1



Adjacente à parede externa, percebe-se a formação de uma fina camada em contato com a superfície sólida. Também conhecida como camada limite térmica, essa é a região na qual ocorrem as mais expressivas variações da temperatura do óleo.

Antes de entrar no conduto, o óleo possui temperatura de corrente livre igual a 339,85 K. Ao ser admitido na região anular, o óleo em contato direto com a parede superior entra em equilíbrio térmico com a mesma, sofrendo redução de sua temperatura em aproximadamente 15,7 K. A partir dessa superfície forma-se um gradiente de temperatura até que o valor de corrente livre seja novamente atingido (fora da camada limite térmica). Para o óleo viscoso, a camada limite térmica se desenvolve lentamente e sua espessura não varia de forma significativa entre as seções de entrada e saída. A hipótese de parede interna adiabática justifica a ausência da camada nessa região.

Na Figura 27 são apresentadas três linhas paralelas aos planos transversais (Figura 26), delimitadas em $y = 0$ m e traçadas desde o raio interno do óleo ($z = 0,0272$ m) até seu raio externo ($z = 0,0444$). Ao longo dessas linhas, analisou-se a temperatura do óleo, sendo possível evidenciar sua variação desde o valor de corrente livre até o gradiente observado junto à parede. Na Figura 28 são apresentados os campos de viscosidade do óleo na entrada, centro e saída do sistema.

Figura 27 – Variação da temperatura do óleo ao longo de seu raio anular, em $y = 0$ m, para $x = 0,01$ m, $x = 0,5$ m e $x = 0,99$ m, no caso 1

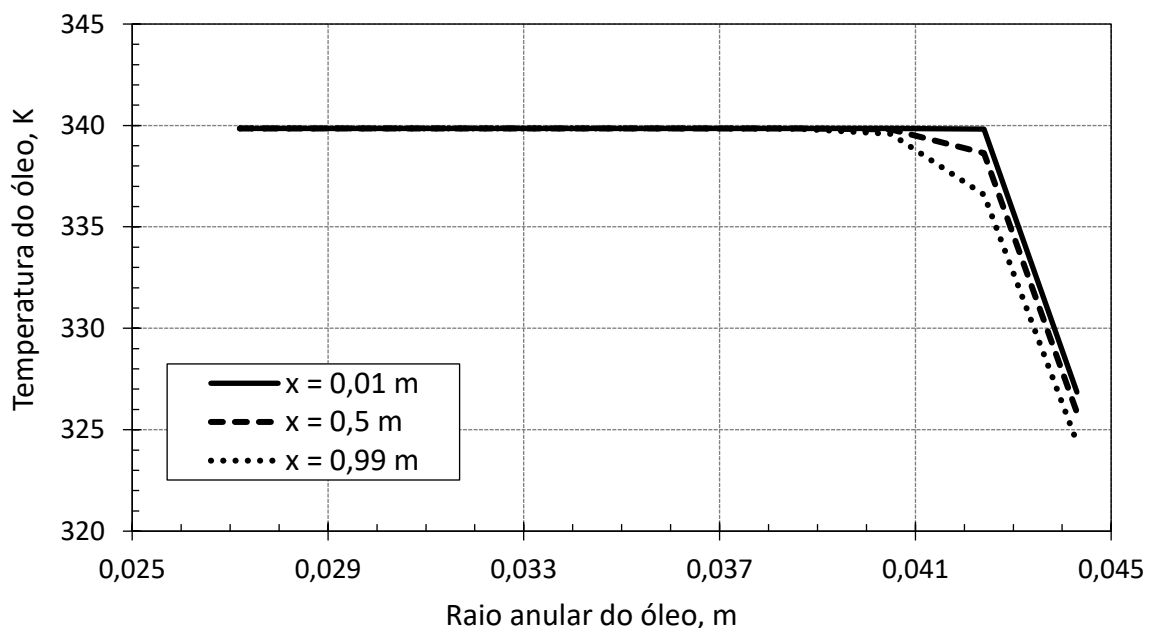
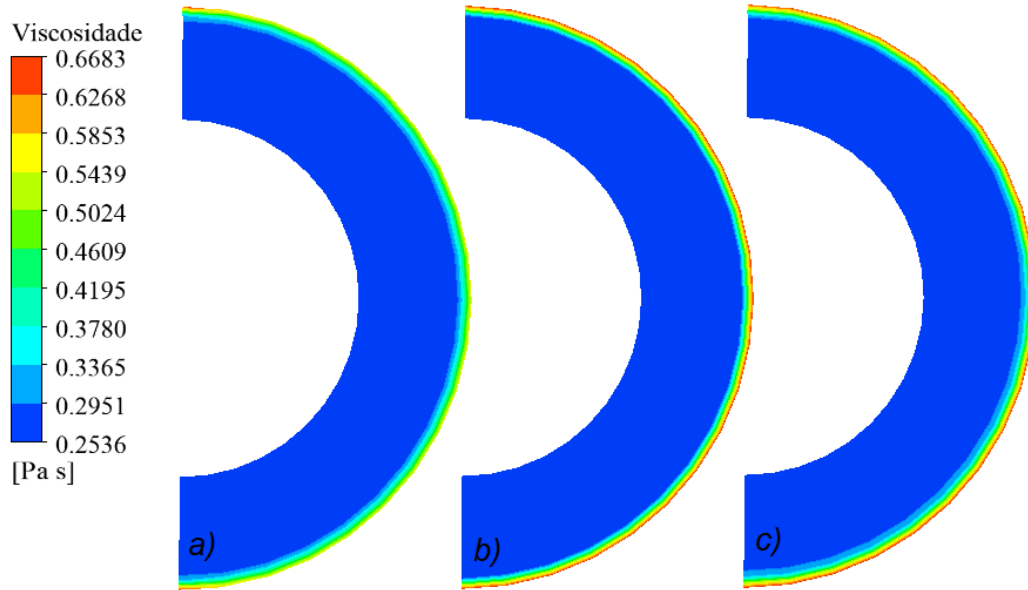


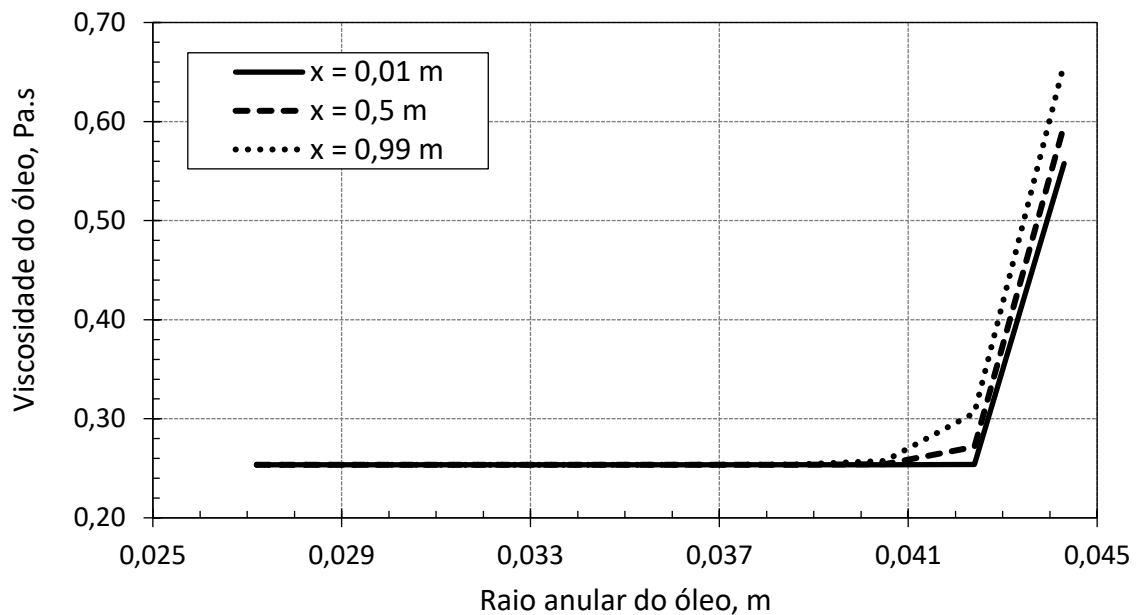
Figura 28 - Campos de viscosidade do óleo em a) $x = 0,01$ m, b) $x = 0,5$ m e c) $x = 0,99$ m para o caso 1



Novamente, as variações mais expressivas ocorrem próximas à parede externa do anular, dentro da camada limite térmica, na qual a viscosidade apresenta um aumento de até 2,6 vezes. Cabe ressaltar que o caso 1 trata de escoamento do óleo pelo anular sem nenhuma fonte externa de energia. Sendo assim, o fluido sofre resfriamento com aumento gradativo de sua viscosidade. Isso ilustra claramente um dos desafios encontrados no transporte de óleos pesados, caracterizado pela formação de incrustações sob a forma de camadas concêntricas ao oleoduto, que se iniciam na parede externa (mais fria), crescendo em direção ao centro. De maneira gradativa, as deposições altamente viscosas reduzem a área de escoamento efetiva, aumentando as perdas de carga e reduzindo a eficiência do transporte.

Na Figura 29 são observados os valores de viscosidade do óleo nas três seções transversais analisadas (Figura 28), em $y = 0$, desde o raio interno ao raio externo do óleo, evidenciando as elevadas viscosidades próximas à parede do oleoduto.

Figura 29 - Viscosidade do óleo ao longo de seu raio anular, em $y = 0$ m, para $x = 0,01$ m, $x = 0,5$ m e $x = 0,99$ m, no caso 1



6.2. CASO 2 – EFEITO DA INSERÇÃO DO VAPOR

O caso 2 consiste na inserção de um duto de vapor úmido concêntrico ao oleoduto. Neste novo domínio, a qualidade e temperatura iniciais são 80% e 623,15 K, respectivamente. Na Tabela 16 é apresentada uma comparação entre os principais resultados obtidos com as duas abordagens para este caso, onde o subscrito v indica os parâmetros para o vapor úmido:

Tabela 17 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 2

Parâmetros na Saída	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$T_{out,o}$ (K)	342,573	341,653	- 0,269
$\mu_{out,o}$ (Pa.s)	0,255	0,230	- 10,129
Parâmetros médios	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$\dot{Q}_{m/o}$ (W)	1.630,237	2.404,373 (Eq.30)	+ 47,486
$\dot{Q}_{o/ar}$ (W)	122,189	144,470	+ 18,234
Re_o	34,824	36,503	+ 4,823
Pr_o	4.158,803	3.966,427	- 4,626
Gr_o	1686,363	1860,754	+ 10,341
Nu_o	25,353	29,197	+ 15,160
Re_v	1.137.764,554	1.031.687,185 (Eq.9)	- 9,323
Pr_v	2,483	3,264 (Eq.10)	+ 31,479
Nu_v	5.942,635	3.078,702 (Eqs.13-14)	- 48,193

Ambos os valores médios de temperatura e viscosidade do óleo na saída são subestimados pela abordagem analítica, a qual considera um aquecimento homogêneo do óleo em todos os pontos de seu domínio.

As estimativas analíticas para as taxas de transferência de calor entre vapor e óleo ($\dot{Q}_{v/o}$) e entre óleo e ar ($\dot{Q}_{o/ar}$) excedem de maneira notória os resultados numéricos, especialmente entre vapor e óleo, reiterando o fato de que o fluxo de calor não se distribui uniformemente por toda a área superficial disponível. Os valores de Reynolds, Prandtl e Grashof para o domínio do óleo apresentam desvios semelhantes ao caso 1, sendo relativamente aceitáveis.

Os valores de Reynolds para o vapor úmido (Re_v), ambos superiores a 10^6 , confirmam seu comportamento turbulento. Percebe-se que a presença do vapor faz com que o valor do número de Grashof do óleo sofra um aumento de quase 8 vezes em relação ao caso 1 (escoamento de óleo viscoso sem a presença de vapor). A nova razão numérica de Gr_o/Re_o^2 é de aproximadamente 1,39, o que implica afirmar que deverão ser considerados os efeitos combinados de convecção natural e forçada. No intuito de melhor ilustrar o fenômeno físico em questão, é apresentado na Figura 30, na posição $x = 0,95$ m, o campo dos vetores de velocidade em y do óleo.

É possível identificar as células convectivas que se formam, de maneira tal que as camadas de óleo próximas ao vaporduto apresentam maior velocidade e ascendem em função de seu aquecimento e consequente redução de densidade. Em contrapartida, as camadas mais distantes do vaporduto, e portanto mais frias e densas, tendem a descer para a região inferior do sistema. Esse comportamento não é incorporado pela abordagem analítica, o que justifica as discrepâncias entre os resultados encontrados.

Na Figura 31, por sua vez, é apresentado o campo dos vetores de velocidade no domínio do vapor, também na posição $x = 0,95$ m. Apesar do comportamento mais desordenado dos vetores (em comparação à Figura 30) devido ao fluxo turbulento nesta região, é possível perceber o padrão de células convectivas em desenvolvimento.

Figura 30 - Campo vetorial da velocidade em y do óleo no plano transversal yz, em $x = 0,95$ m, para o caso 2

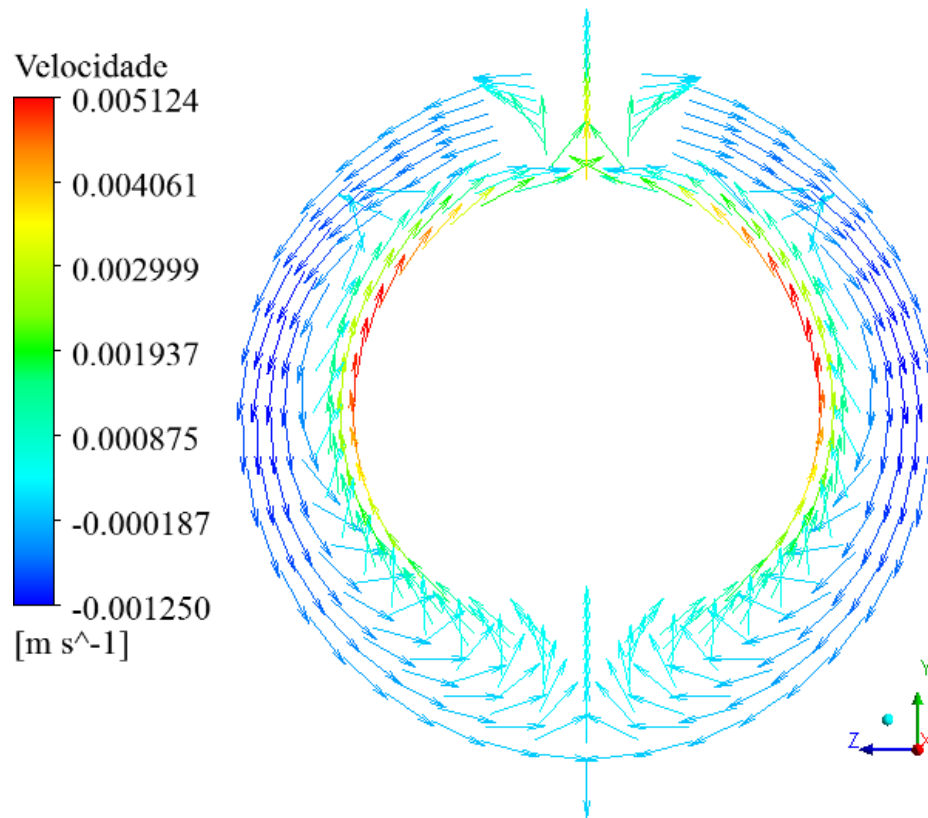
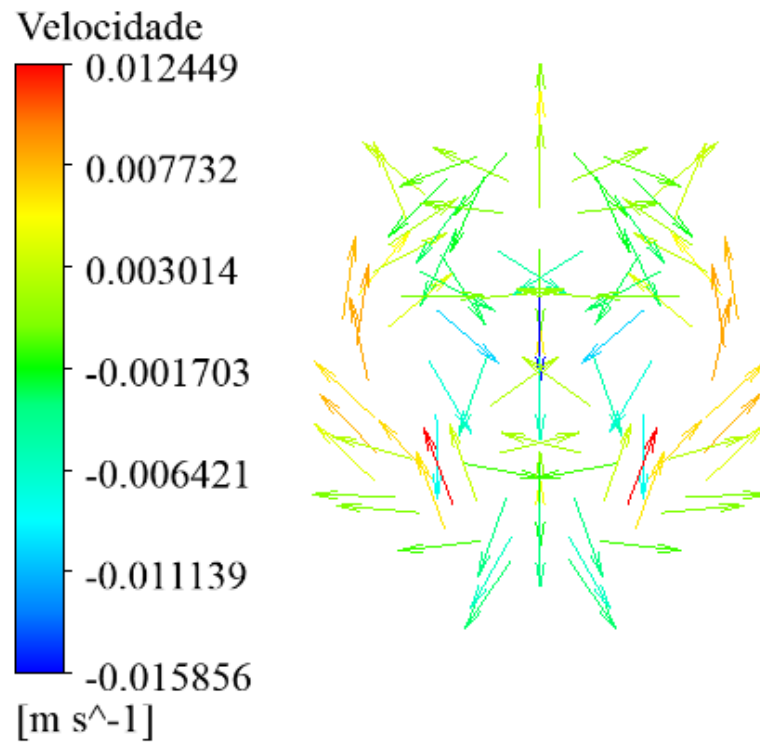


Figura 31 - Campo vetorial da velocidade em y do vapor no plano transversal yz, em $x = 0,95$ m, para o caso 2



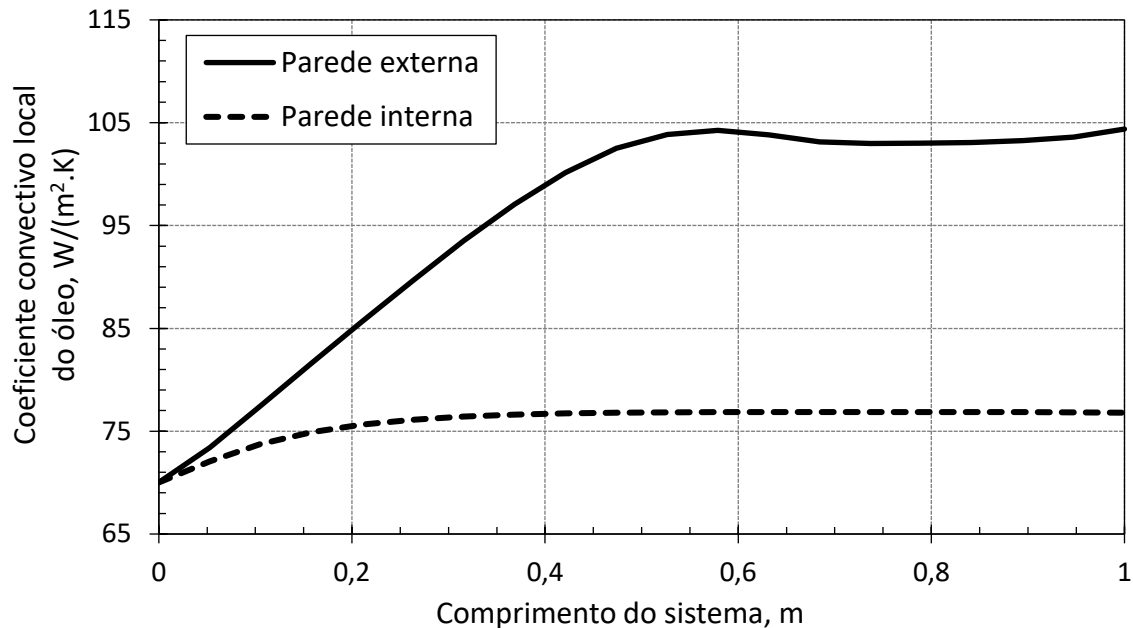
Com a inserção de vapor, o valor numérico médio para o Nusselt do óleo sofre redução de aproximadamente 11% devido ao crescimento da camada limite térmica próxima ao vaporduto. A estimativa analítica, por sua vez, permanece praticamente inalterada, resultando em um desvio final quase 13% maior em comparação ao caso 1. Os coeficientes convectivos médios correspondentes para as abordagens analítica e numérica são respectivamente, 101,85 W/(m².K) e 88,44 W/(m².K).

Em relação ao vapor úmido, a abordagem analítica superestima o valor de Prandtl em pouco mais de 31%, ou seja, estima uma difusividade térmica menor do que aquela obtida pela abordagem numérica. De maneira semelhante, o valor de Nusselt analítico para o vapor úmido é subestimado por um fator equivalente a 2. Os resultados numéricos revelam que o vapor possui um mecanismo convectivo de transferência de calor muito mais expressivo, provavelmente provocado por efeitos turbulentos desconsiderados pela abordagem analítica.

No desenvolvimento analítico, foi adotada a hipótese de um número de Nusselt médio, e por consequência, um valor médio para o coeficiente convectivo (para ambos óleo e vapor). Na realidade, tais parâmetros apresentam variações notáveis em função de sua posição. Na Figura 32, por exemplo, são ilustradas as variações do coeficiente convectivo do óleo nas paredes interna e externa do anular, bem como ao longo do comprimento x do sistema. Adicionalmente, Ribeiro et al. (2018) têm demonstrado que o número de Nusselt também varia com a posição angular θ , ou seja, $Nu = f(Re, Pr, x, \theta)$.

Na região de entrada, a espessura da camada limite térmica é equivalente a zero, o que faz com que o coeficiente convectivo seja extremamente elevado (Figura 32, até $x = 0,6$ m). A partir do desenvolvimento da camada limite térmica e da propagação dos efeitos viscosos, haverá redução do coeficiente convectivo até um valor constante na região de escoamento plenamente desenvolvido.

Figura 32 - Perfis axiais dos coeficientes convectivos do óleo nas paredes interna e externa do anular para o caso 2, nas posições indicadas na Figura 14



No escoamento do óleo, a camada limite térmica se desenvolve mais rapidamente na parede interna do anular, adjacente ao vaporduto, em função de um diferencial de temperatura mais expressivo entre a superfície e o fluido em contato. Isso explica um coeficiente convectivo menor nessa superfície. Por outro lado, na parede externa, adjacente ao oleoduto, a camada limite térmica é menos espessa e caracterizada por um coeficiente convectivo mais elevado.

Na Figura 33 é apresentada a variação do coeficiente convectivo existente na interface entre o vapor úmido e o vaporduto. Em função de seu reduzido comprimento, quando comparado à Figura 8, o sistema permite identificar apenas 1 ponto de mínimo entre os trechos laminar e transitório. Em aproximadamente $x = 0,55$ m, a camada limite laminar (CLL) se desenvolve por completo e é destruída, gerando um sistema de vórtices e mistura que melhora a transferência de calor, aumentando o coeficiente convectivo na fase transitória.

Na Figura 34 é apresentada uma comparação entre os campos de viscosidade em $x = 0,99$ m para os casos 1 e 2, ilustrando os efeitos da inserção do vapor.

Figura 33 - Perfil axial do coeficiente convectivo do vapor para o caso 2, na posição indicada na Figura 14

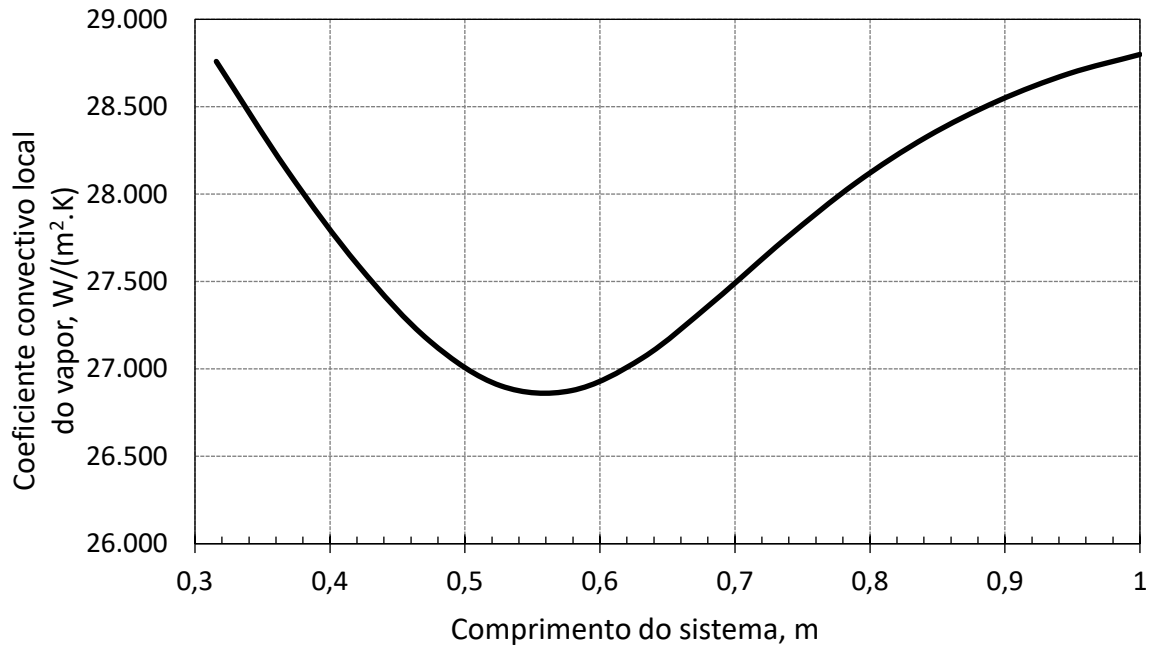
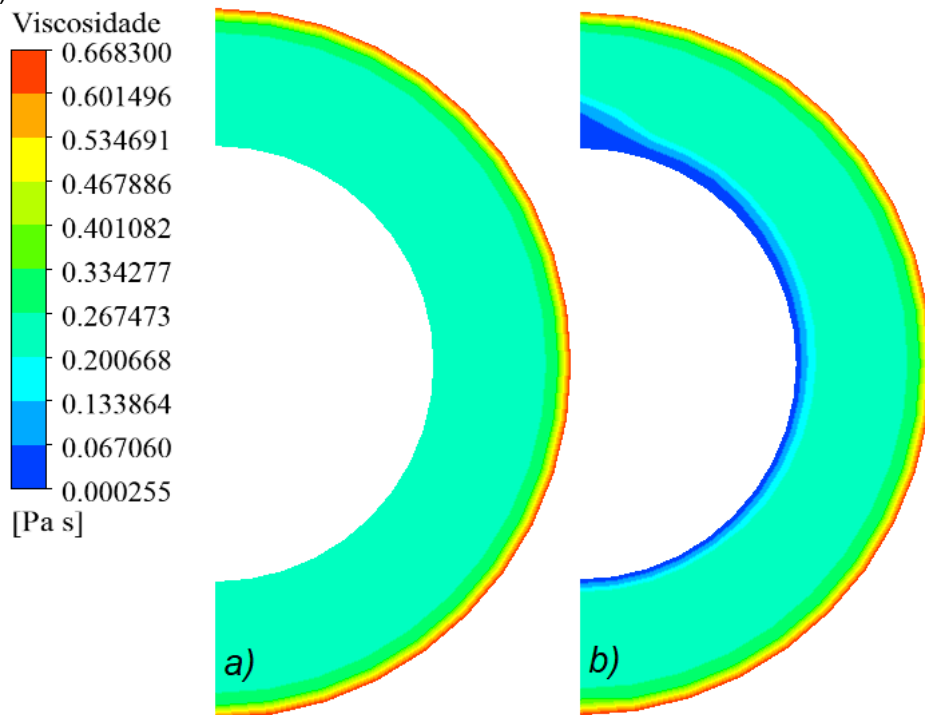


Figura 34 - Campos de viscosidade do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 1 (sem vapor) e b) caso 2 (com vapor)



Com a inserção de vapor na Figura 34b, retira-se a consideração de parede interna adiabática feita na Figura 34a. Assim, forma-se uma camada limite térmica no contato óleo/vaporduto, dentro da qual a viscosidade do óleo sofre redução de

quase 100% de seu valor inicial. As forças de empuxo fazem com que essa camada seja mais espessa na porção central superior do sistema.

Nas Figuras 35 e 36 são apresentadas comparações entre os perfis axiais de temperatura e viscosidade médias do óleo para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor). A inserção do vapor, como esperado, resulta em aumento da temperatura do óleo e por consequência, em redução de sua viscosidade. Por não apresentar um aquecimento homogêneo e ser caracterizado por regiões mais densas e frias, a viscosidade do óleo, embora menor com a inserção do vapor, não sofre queda linear.

Na Figura 37 são apresentados os perfis de pressão média do óleo para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor). A inserção de vapor faz com que o óleo receba energia térmica pelo mecanismo de transferência de calor, a qual se manifesta na forma de elevação de sua temperatura (maior agitação de suas moléculas). Sendo assim, a carga inicial do óleo aumenta na forma de energia interna, reduzindo a pressão inicial requerida para que o escoamento atinja a posição final de 1 m em cerca de 24%. Em suma, o gradiente de pressão para o óleo aquecido é menor.

Figura 35 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor)

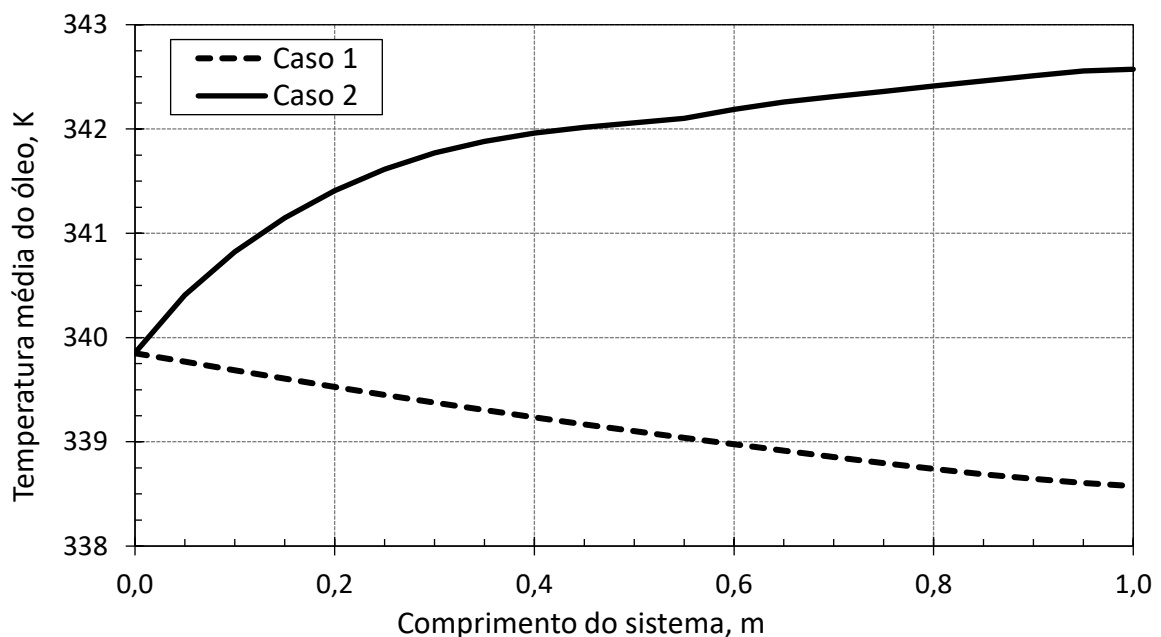


Figura 36 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor)

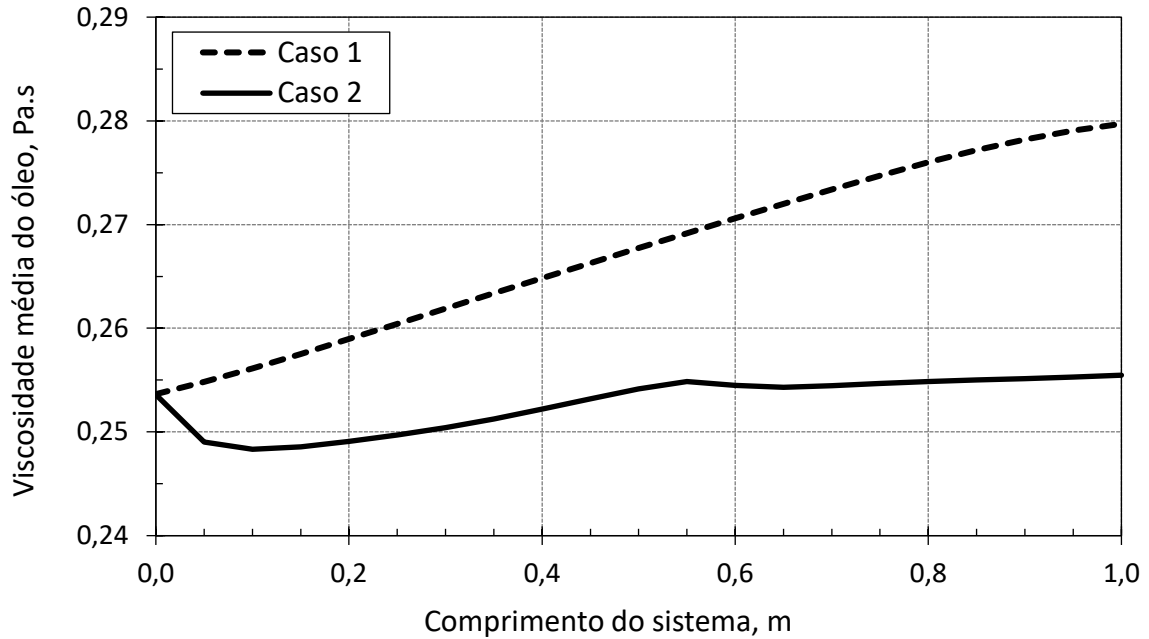
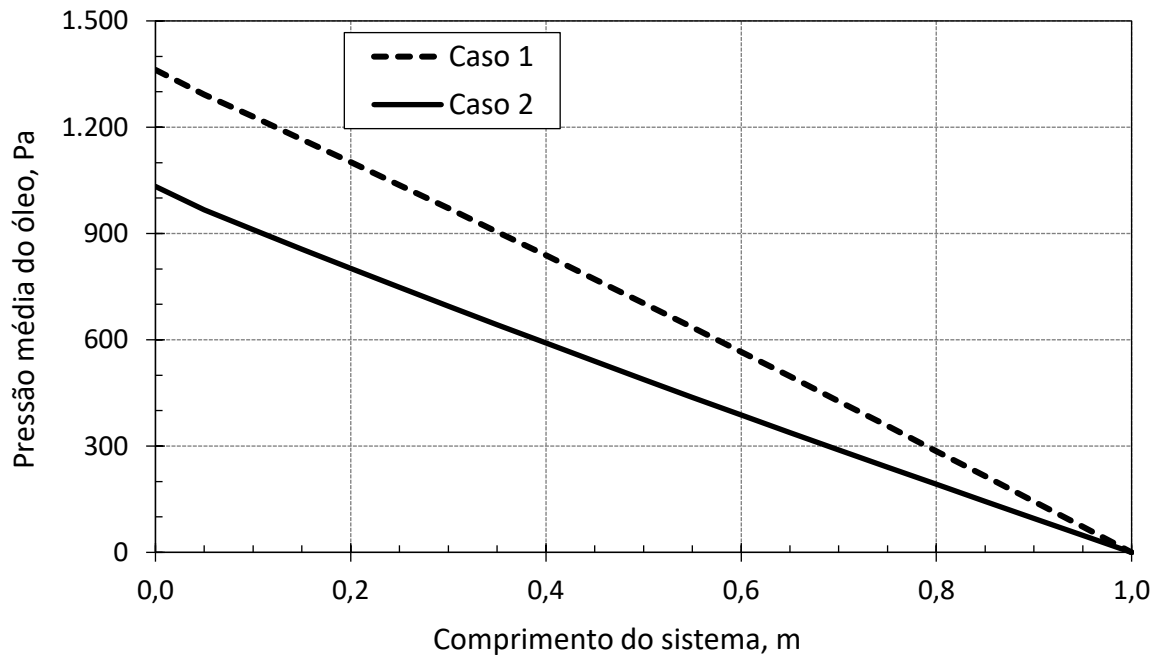


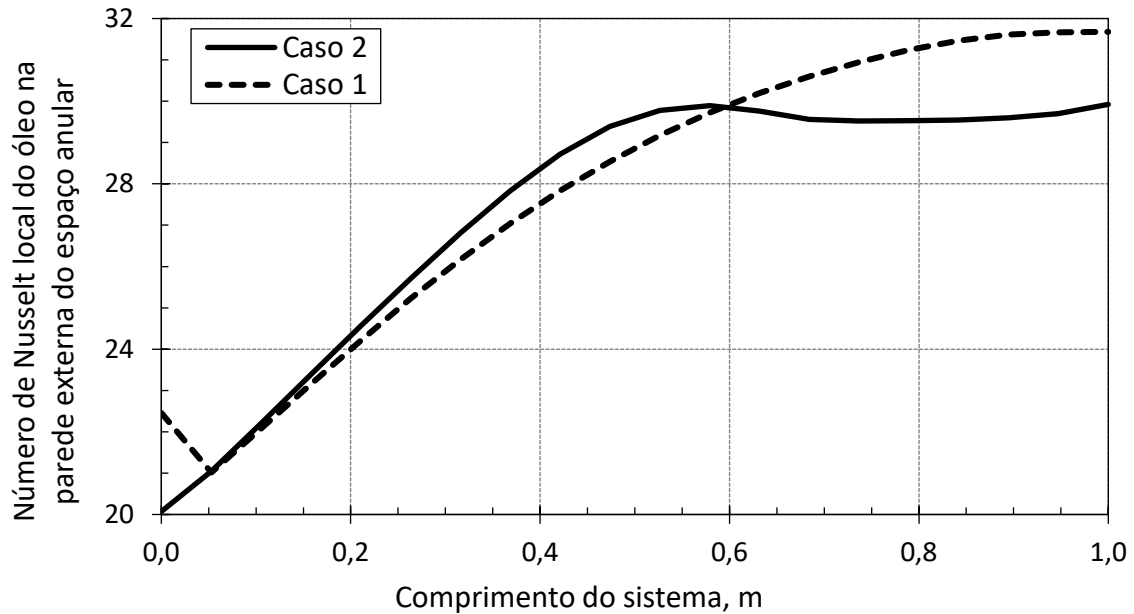
Figura 37 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor)



Na Figura 38 são apresentados os perfis axiais de Nusselt do óleo na parede externa do anular para os casos 1 (sem vapor) e 2 (com vapor). A presença do vapor faz com que a camada limite térmica seja mais espessa a partir de $x = 0,6$ m, o que implica redução e estabilização do valor de Nusselt, bem como melhor propagação dos efeitos viscosos no domínio do óleo, com maior participação do

mecanismo condutivo na transferência de calor. A redução em 5% do número de Prandtl médio do óleo em relação ao caso 1 (Tabelas 15 e 16), ilustra o aumento da difusividade térmica do mesmo após a inserção do vapor.

Figura 38 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 1 (sem vapor) e caso 2 (com vapor)



6.3. CASO 3 – EFEITO DA REDUÇÃO DA RAZÃO DE RAIOS R_R

O caso 3 consiste em reduzir a razão de raios R_R em 24,6%, ou seja, em alterar a geometria do acoplamento concêntrico de modo tal que a área aberta ao escoamento de vapor aumente ao passo que a área correspondente ao óleo diminua. Na Tabela 17 são apresentados os resultados numéricos e analíticos obtidos para este caso.

Em comparação ao caso 2, em ambas as abordagens, a redução da espessura do espaço anular implica em propagação mais eficiente dos efeitos viscosos no óleo, dado que a distância entre as paredes interna e externa é menor. Consequência disso é a redução da viscosidade do óleo e melhora de sua mobilidade.

Embora haja aumento da área de contato da interface vapor/óleo, a taxa de transferência de calor entre estes fluidos, obtida analiticamente, apresenta elevado desvio em comparação ao resultado numérico, evidenciando o fluxo de calor preferencial nessa geometria. Outro ponto de destaque é a redução do valor médio

de Nusselt do óleo numérico (de 25,3 para 17,6), em resposta ao desenvolvimento mais expressivo da camada limite térmica e da presença maior do mecanismo de condução.

Tabela 18 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 3

Parâmetros na Saída	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$T_{out,o}$ (K)	346,638	342,198	- 1,281
$\mu_{out,o}$ (Pa.s)	0,243	0,223	- 8,459
Parâmetros médios	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$\dot{Q}_{m/o}$ (W)	3.092,151	6.275,717	+ 102,956
$\dot{Q}_{o/ar}$ (W)	137,369	165,626	+ 20,570
Re_o	74,361	75,929	+ 2,108
Pr_o	4.011,516	3.913,451	- 2,445
Gr_o	212,078	223,767	+ 5,512
Nu_o	17,642	29,203	+ 65,535
Re_v	798.978,085	724.969,373	- 9,263
Pr_v	2,482	3,264	+ 31,499
Nu_v	4.551,143	2.272,469	- 50,068

Os campos de temperatura e viscosidade do óleo para os casos 2 e 3 são dados nas Figuras 39 e 40, respectivamente.

Figura 39 - Campos de temperatura do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 ($R_R = 1,87$) e b) caso 3 ($R_R = 1,41$)

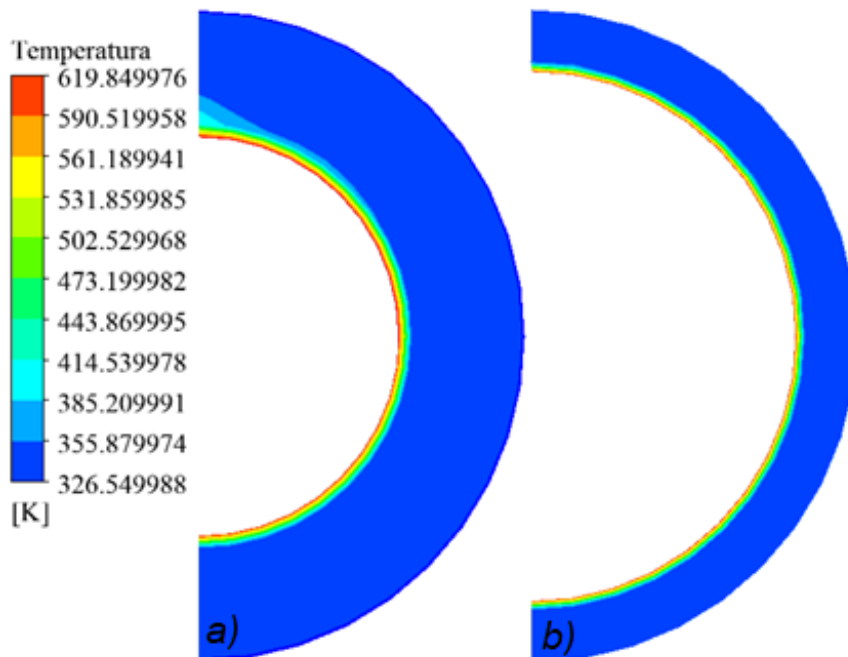
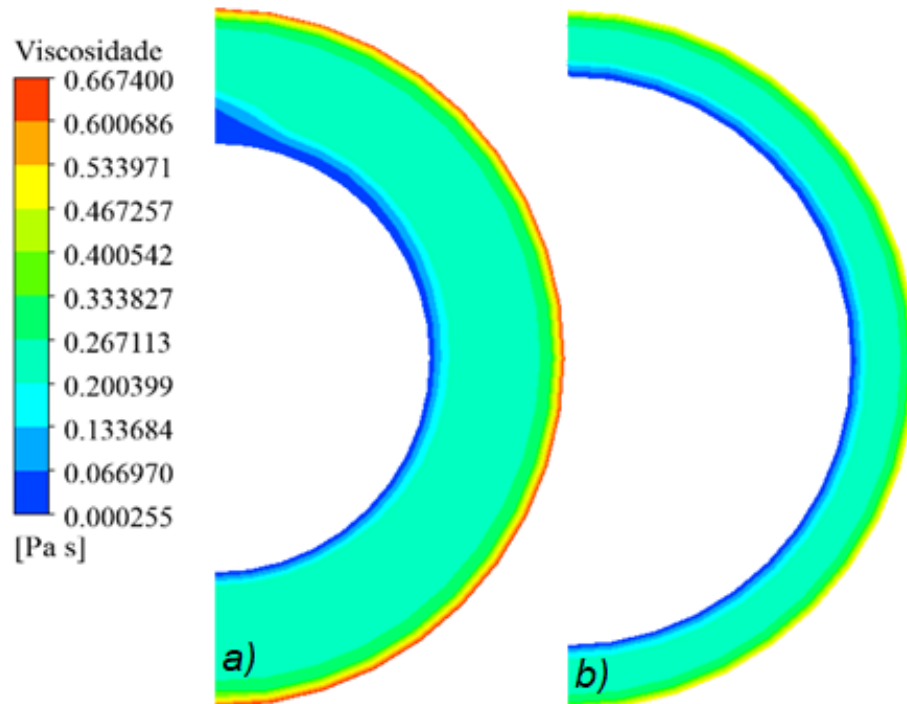


Figura 40 - Campos de viscosidade do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 ($R_R = 1,87$) e b) caso 3 ($R_R = 1,41$)



O campo de temperatura para o caso 3 (redução do espaço anular) revela uma camada limite térmica mais uniforme no contato óleo/vaporduto. Com a redução do espaço anular, as discrepâncias locais são aparentemente minimizadas e o óleo é aquecido de maneira mais homogênea. Como resultado, o campo de viscosidades para o caso 3 também revela uma faixa mais estreita de valores, com viscosidade máxima de 0,47 Pa.s, ao passo que o óleo no caso 2 chega a apresentar viscosidade de até 0,67 Pa.s na região mais fria.

Nas Figuras 41, 42 e 43 são apresentados os perfis axiais numéricos para as temperaturas, viscosidades e pressões médias do óleo nos casos 2 e 3, antes e após a redução do anular, respectivamente. Com um anular mais delgado, o óleo apresenta maior temperatura média (Figura 41) e por consequência, menor viscosidade (Figura 42). No entanto, devido à redução da área aberta ao fluxo para o óleo, a manutenção da vazão mássica desejada requer que a pressão inicial seja 6,9 vezes superior (Figura 43). Com isso, o gradiente de pressão torna-se muito mais expressivo, o que eventualmente pode comprometer a resistência do duto.

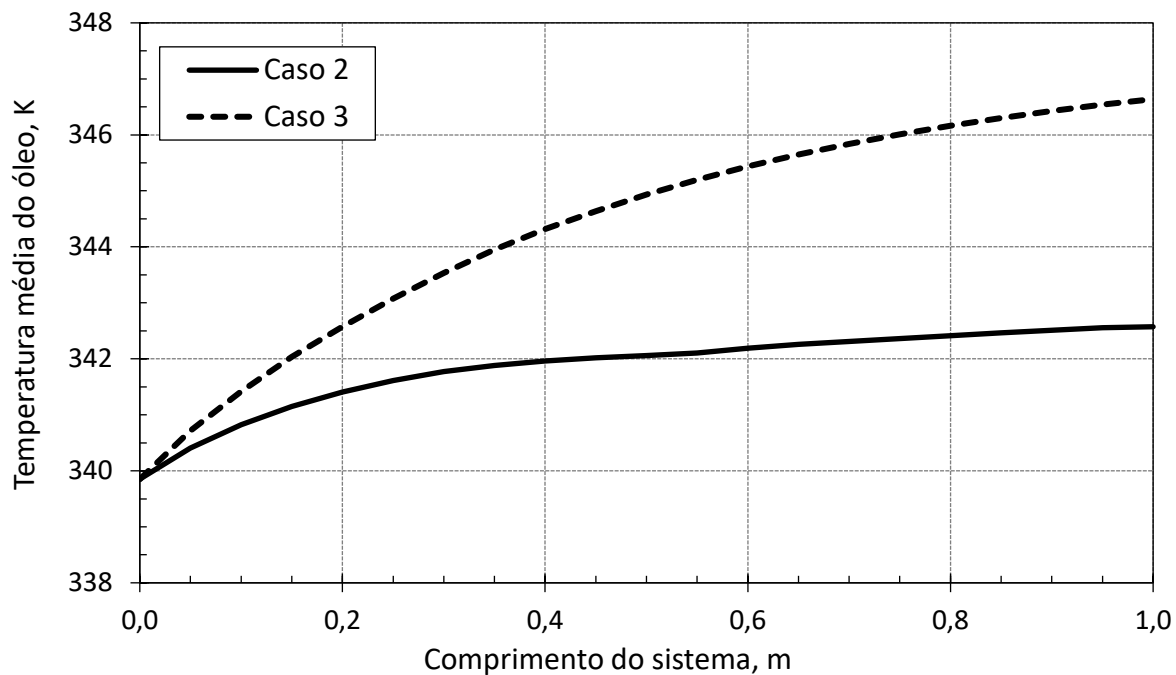
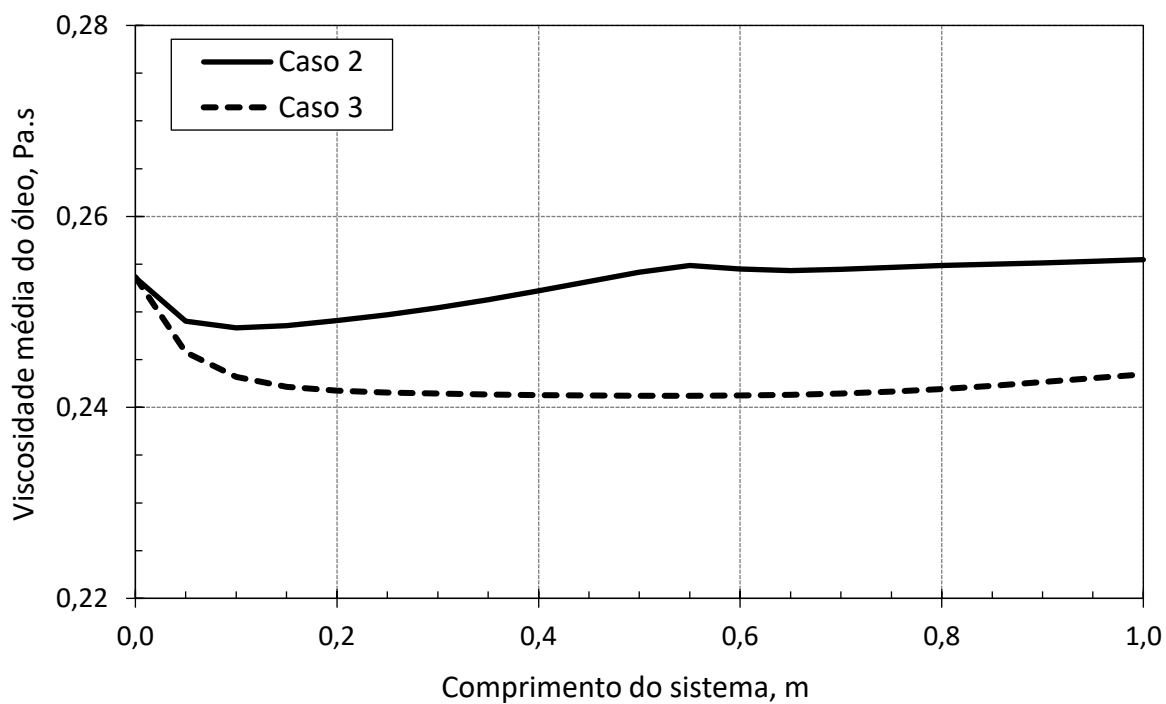
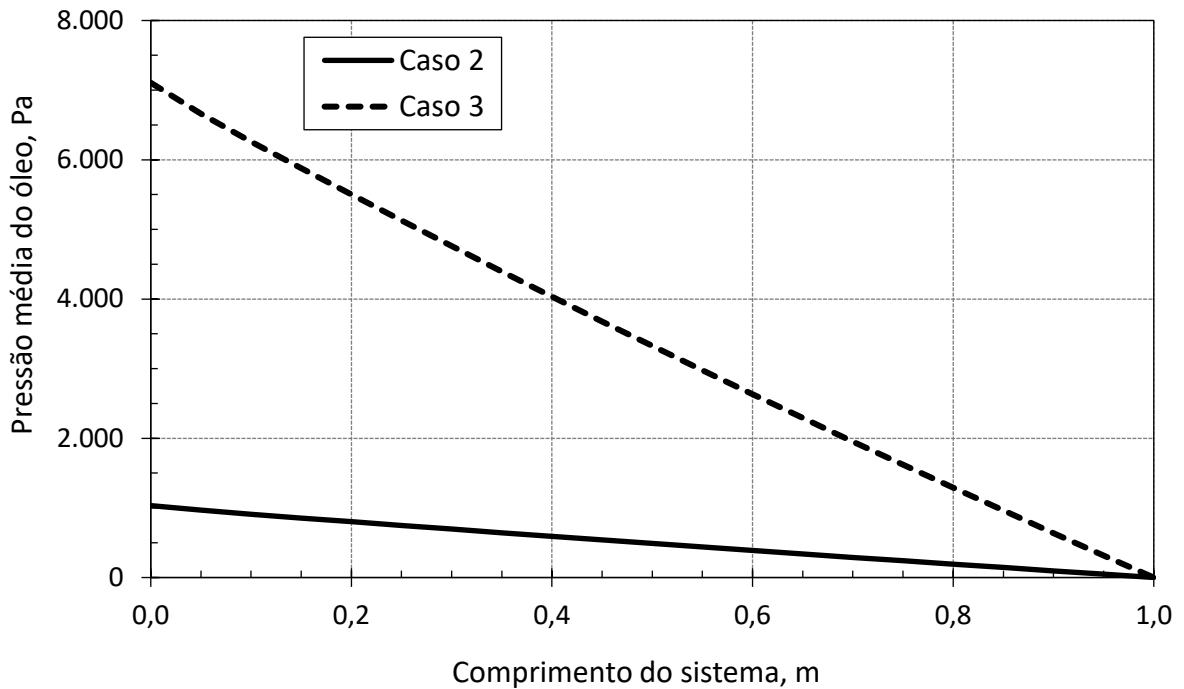
Figura 41 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$)Figura 42 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$)

Figura 43 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$)



Nas Figuras 44 e 45 são apresentados os perfis do número de Nusselt do óleo nas paredes interna e externa, respectivamente, para ambos os casos 2 e 3 e variando na direção do escoamento. De forma geral, embora os valores sejam baixos, o Nusselt da parede interna é sempre menor, visto que a camada limite térmica cresce de forma mais acentuada nessa região. No entanto, com a redução do anular, ambos os valores de Nusselt diminuem, evidenciando os efeitos viscosos e a presença da condução.

Em suma, a troca de calor por convecção é mais acentuada quando o espaço anular é maior (caso 2). Ao reduzir a área aberta ao fluxo de óleo (caso 3), a troca de calor por condução ganha importância. Em adição, o número de Prandtl médio do óleo sofre redução de 3,5%, ou seja, o óleo aumenta sua difusividade térmica.

Figura 44 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede interna do espaço anular para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$) na posição indicada na Figura 14

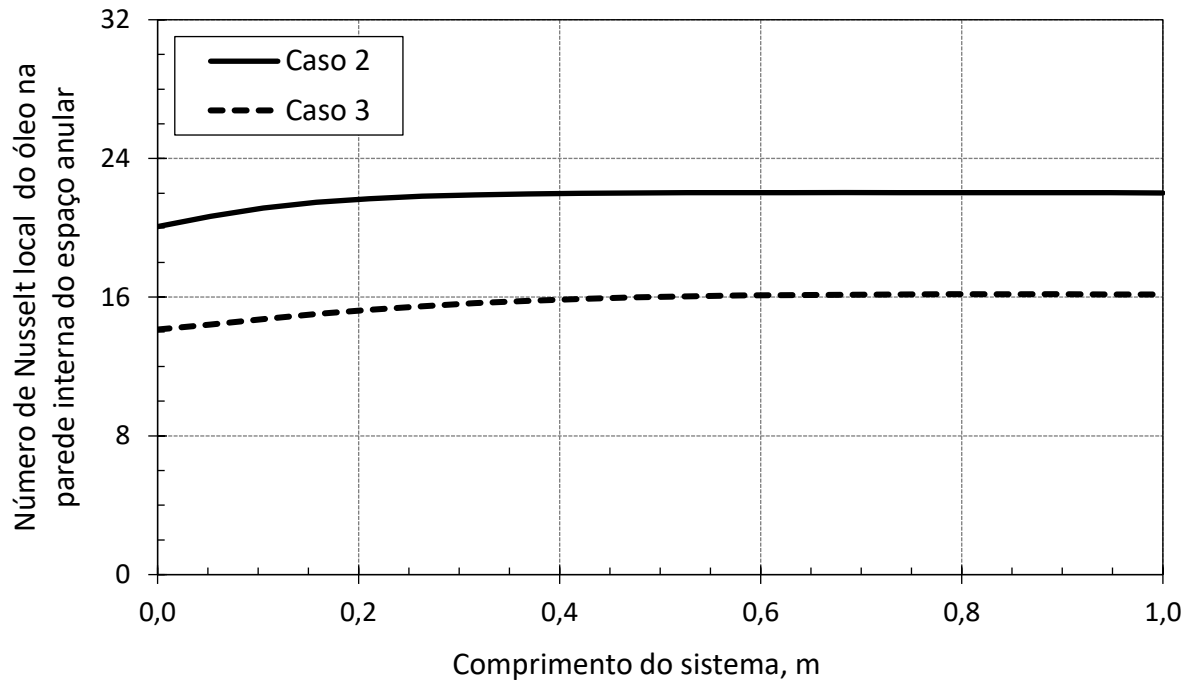
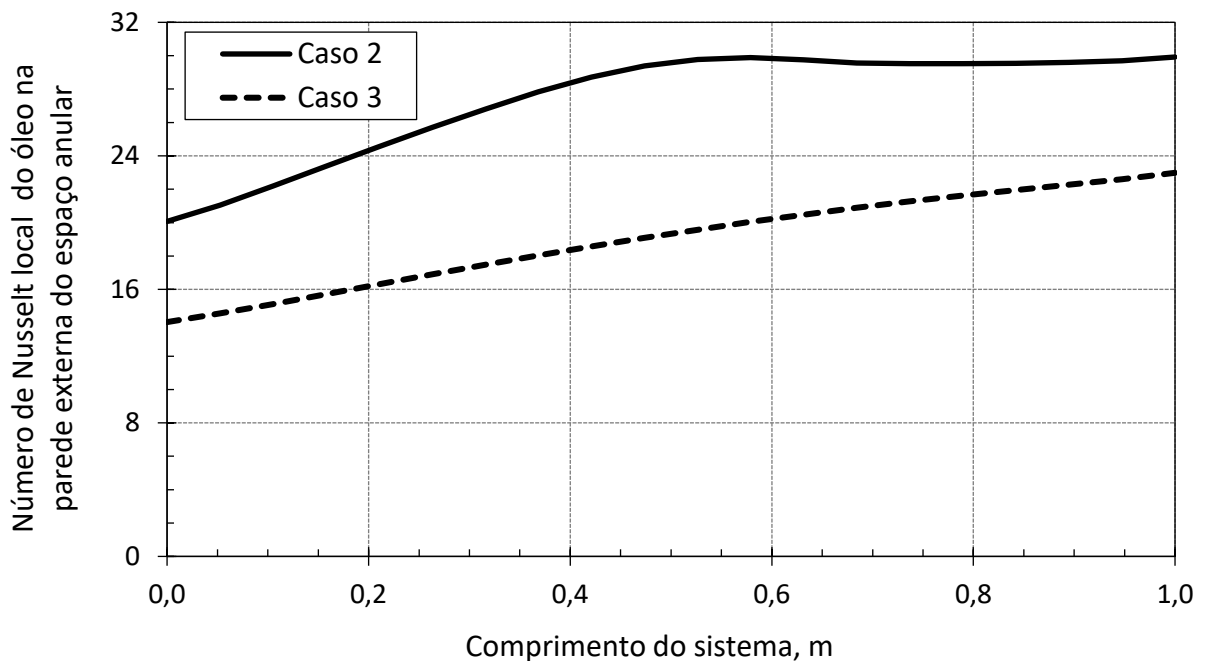


Figura 45 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$) na posição indicada na Figura 14



Conforme ilustrado na Figura 46, o número de Nusselt para o vapor úmido diminui com a redução do anular (caso 3). O aumento da área aberta ao fluxo do vapor úmido faz com que a fração mássica de vapor sofra declínio mais expressivo, conforme mostrado na Figura 47. Em um duto que transporta vapor, caracterizado

por maiores raio e área de contato fluido/sólido, as forças de empuxo podem gerar regiões mais frias e densas, susceptíveis à condensação. Isso é evidenciado na Figura 48, na qual são apresentados os campos de fração mássica de vapor em $x = 0,99$ m, para os casos 2 e 3. Assim, a fração líquida do vapor faz com que o mecanismo de transferência de calor por convecção seja atenuado pela transferência condutiva, diminuindo o valor de Nusselt.

Na análise das Figuras 44, 45 e 46 é notável a discrepância entre os valores máximos de número de Nusselt do óleo (30) e do vapor úmido (6.040), o que evidencia a predominância da troca de calor por convecção neste último.

Figura 46 - Perfis axiais de número de Nusselt local do vapor para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$) na posição indicada na Figura 14

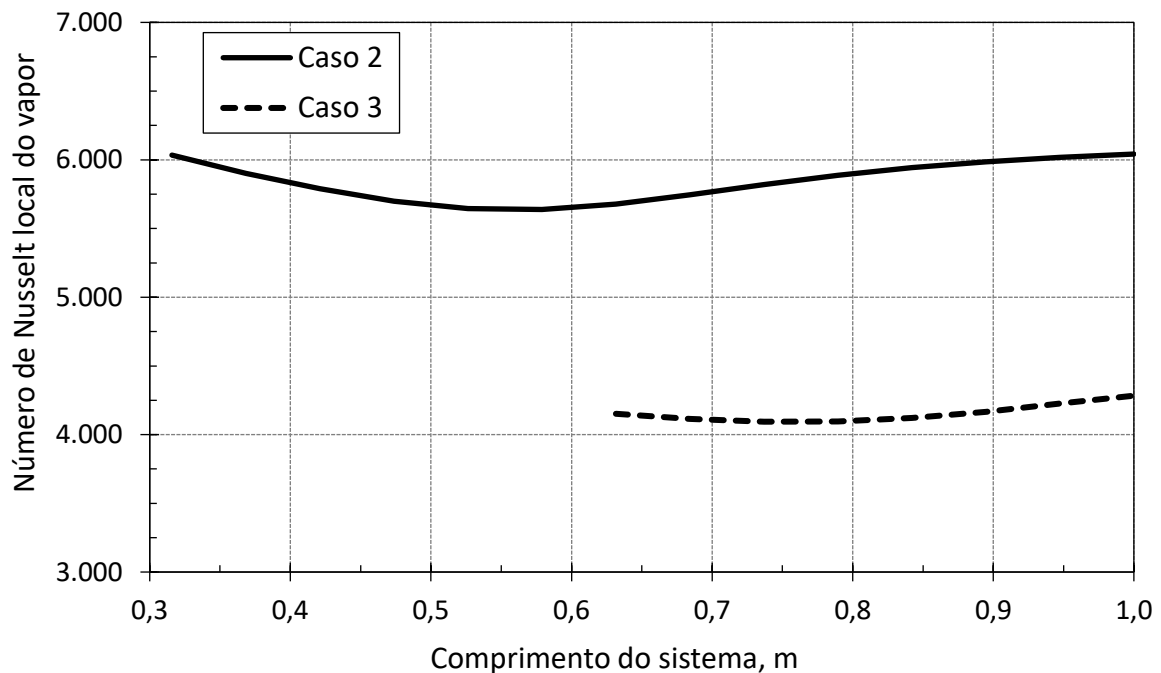


Figura 47 - Perfis axiais de fração mássica média de vapor para o caso 2 ($R_R = 1,87$) e caso 3 ($R_R = 1,41$)

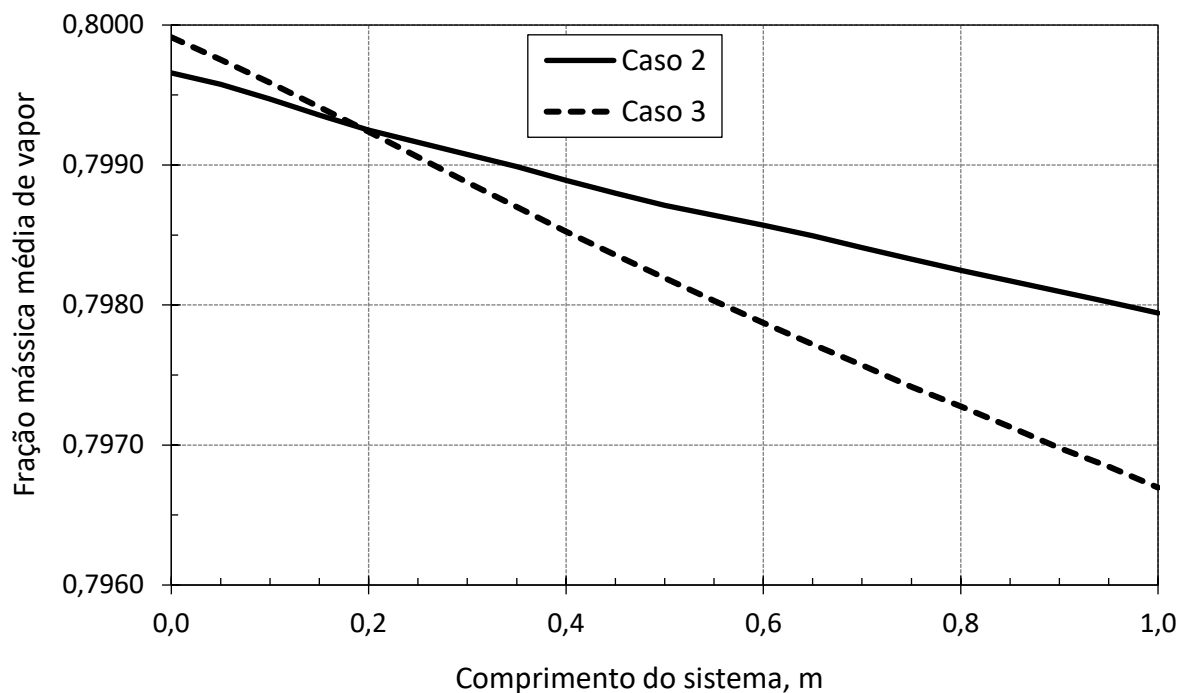
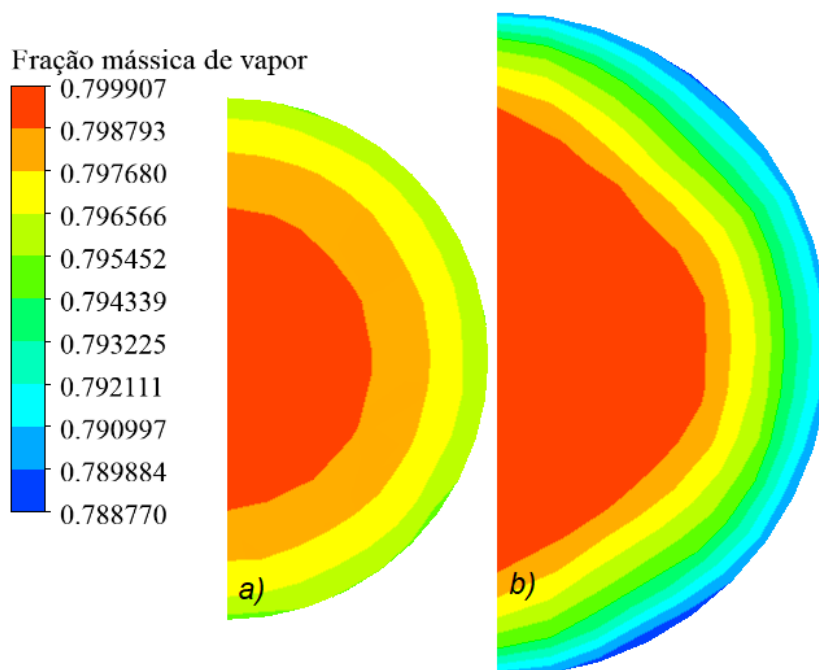


Figura 48 - Campos de fração mássica do vapor em $x = 0,99$ m para a) caso 2 ($R_R = 1,87$) e b) caso 3 ($R_R = 1,41$).



Segundo estimativas numéricas, a taxa de transferência de calor entre o vapor e o óleo aumenta cerca de 89,7% apenas com a redução do anular (Tabelas 16 e 17). No entanto, por implicar aumento significativo do volume de vapor produzido necessário, bem como da pressão de bombeio do óleo, essa prática vai de encontro

a barreiras operacionais e econômicas envolvidas no processo. Em adição, a redução da qualidade do vapor deve ser também avaliada, uma vez que é indesejada.

O volume transportado de óleo deve ser suficiente para garantir uma vazão mínima no ponto de coleta. A restrição excessiva do espaço anular pode comprometer tal vazão. Segundo Soylemez (2004), o caso 3 ilustra a razão geométrica ótima para trocadores de calor concêntricos. Vale ressaltar que, geralmente, esses equipamentos possuem extensão reduzida. A aplicação dos conceitos de trocadores de calor à oleodutos aquecidos pode requisitar ajustes específicos.

6.4. CASO 4 – EFEITO DA INSERÇÃO DE ISOLAMENTO TÉRMICO EXTERNO

No caso 4, o oleoduto é substituído por um material isolante (espuma de poliuretano), cuja principal característica é seu reduzido valor de condutividade térmica. Os resultados numéricos e analíticos relativos ao caso 4 são sumarizados na Tabela 18.

Tabela 19 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 4

Parâmetros na Saída	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$T_{out,o}$ (K)	343,077	340,332	- 0,800
$\mu_{out,o}$ (Pa.s)	0,244	0,247	+ 1,073
Parâmetros médios	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$\dot{Q}_{m/o}$ (W)	1.628,734	2.409,708	+ 47,950
$\dot{Q}_{o/ar}$ (W)	29,282	30,710	+ 4,875
Re_o	36,203	35,159	- 2,882
Pr_o	4.158,803	4.102,627	- 1,351
Gr_o	1820,948	1726,952	- 5,162
Nu_o	35,438	29,182	- 17,654
Re_v	1.137.771,603	1.031.687,185	- 9,324
Pr_v	2,483	3,264	+ 31,475
Nu_v	6.103,875	3.078,702	- 49,562

Em comparação ao caso 2 (sem isolamento térmico), a estimativa analítica para a viscosidade média do óleo na saída torna-se mais precisa. Os demais desvios variam de forma tênue, podendo ser justificados pelos motivos anteriormente expostos. Nas Figuras 49 e 50 são apresentados os campos de temperatura e

viscosidade, respectivamente, para ambos os casos 2 e 4 na saída do sistema (em $x = 0,99$ m).

Figura 49 - Campos de temperatura do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 (sem isolamento térmico) e b) caso 4 (com isolamento térmico)

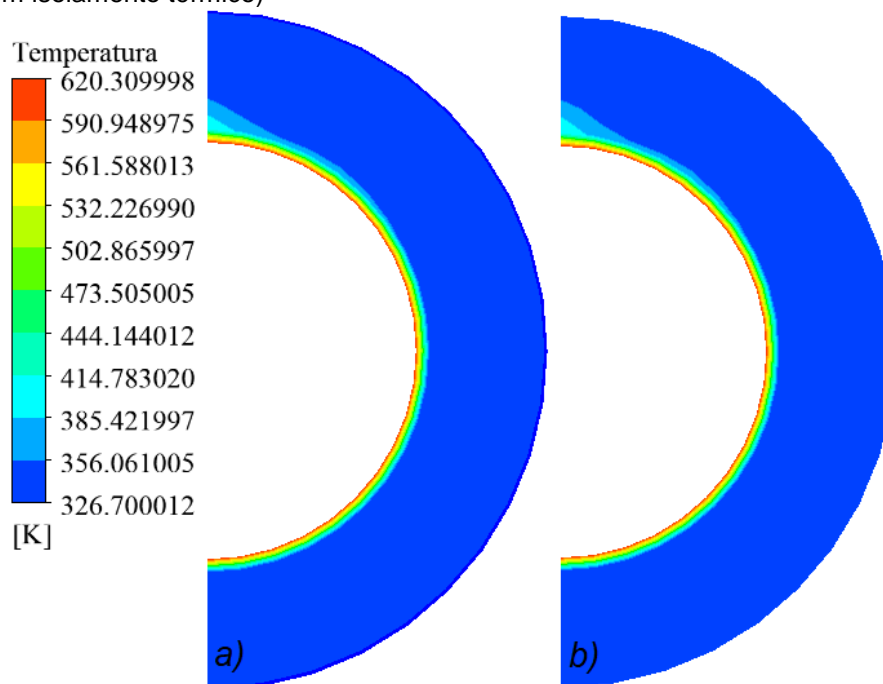
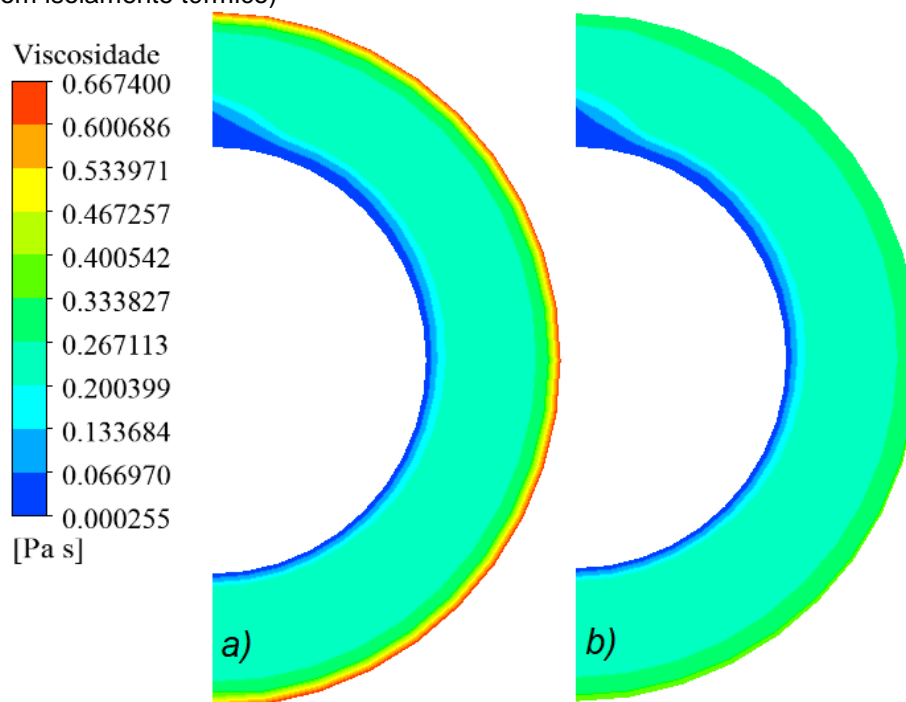


Figura 50 - Campos de viscosidade do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 (sem isolamento térmico) e b) caso 4 (com isolamento térmico)

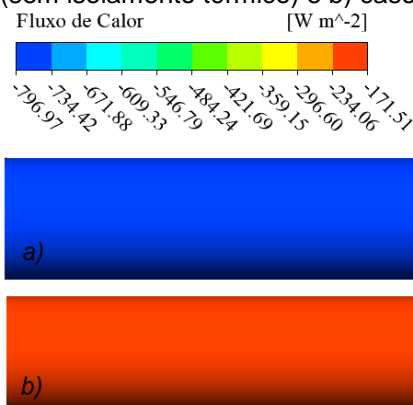


A comparação dos campos de temperatura para os casos 2 e 4, ambos na mesma escala, dificulta a identificação de comportamentos distintos, embora no caso 4 (com isolamento térmico), haja um tênue aumento da espessura da camada limite térmica na região central superior do sistema.

Os campos de viscosidade, por sua vez, permitem identificar diferenças mais notáveis entre os casos 2 e 4. Percebe-se que a inserção do isolamento térmico externo impede a formação de uma película de óleo de elevada viscosidade (aproximadamente 0,67 Pa.s), no contato óleo/oleoduto, como ocorre no cenário sem isolamento (caso 2). Em outras palavras, após a inserção de isolamento térmico, a variação da viscosidade tem sua faixa reduzida na parede externa do anular.

Na Figura 51 são apresentados os campos de fluxo de calor entre a parede externa do sistema e o meio (ar) para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico) ao longo de todo o sistema concêntrico (1 metro).

Figura 51 - Campos de fluxo de calor entre a parede externa do sistema e o meio (ar) para a) caso 2 (sem isolamento térmico) e b) caso 4 (com isolamento térmico)



A inserção do isolamento térmico resulta em uma redução aproximada de 78% do fluxo de calor da parede externa do sistema em direção ao meio externo, o que contribui para a manutenção de calor no interior do mesmo, otimizando os efeitos de aquecimento do óleo. Isso é particularmente útil para o caso de óleos viscosos, visto que sua baixa difusividade térmica requer maior tempo de residência do calor para que todos os pontos do domínio sofram variação notável de temperatura.

Nas Figuras 52, 53 e 54 são apresentados os perfis axiais de temperatura, viscosidade e pressão médias do óleo para os casos 2 (sem isolamento) e 4 (com isolamento). Nota-se que a inserção do isolamento térmico externo causa o aumento da temperatura média do óleo e redução de sua viscosidade e da pressão requerida para fluxo.

Figura 52 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico)

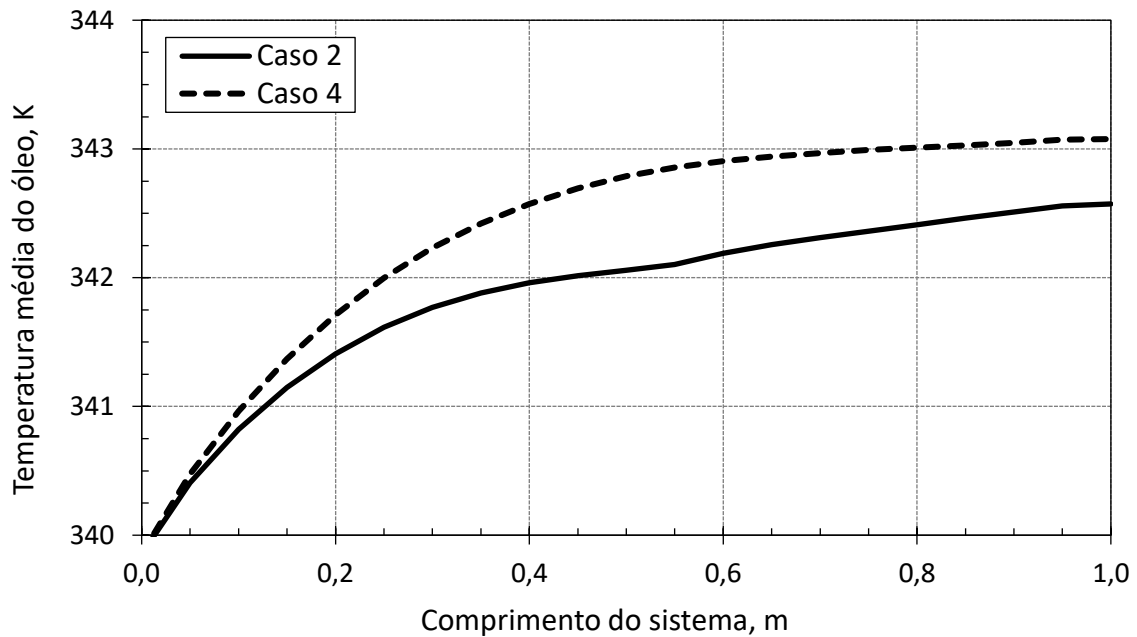


Figura 53 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico)

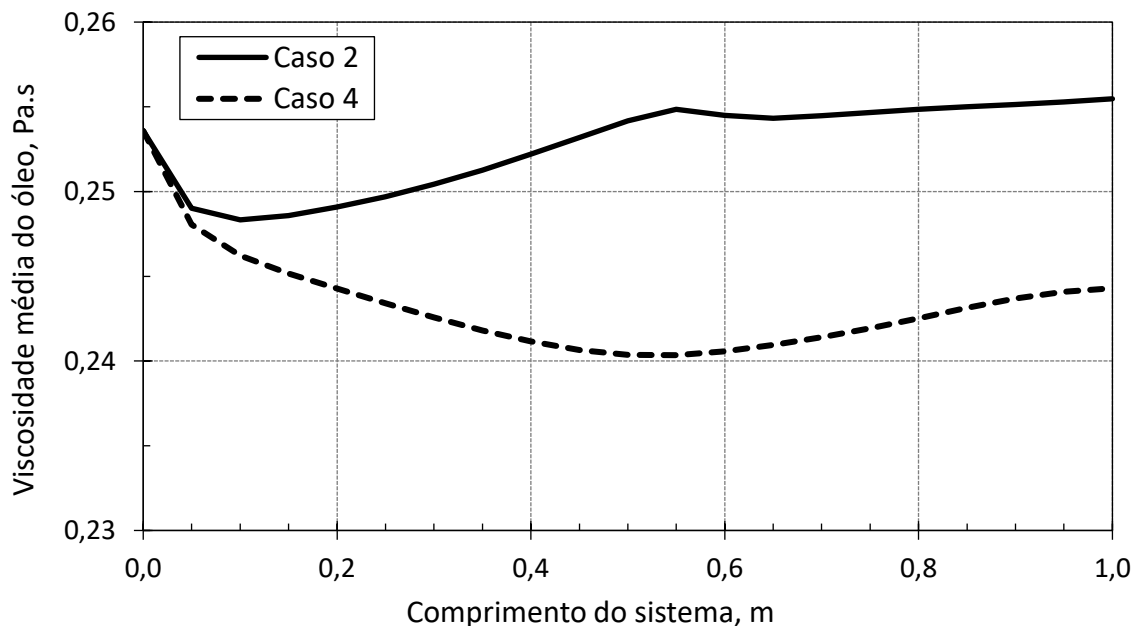
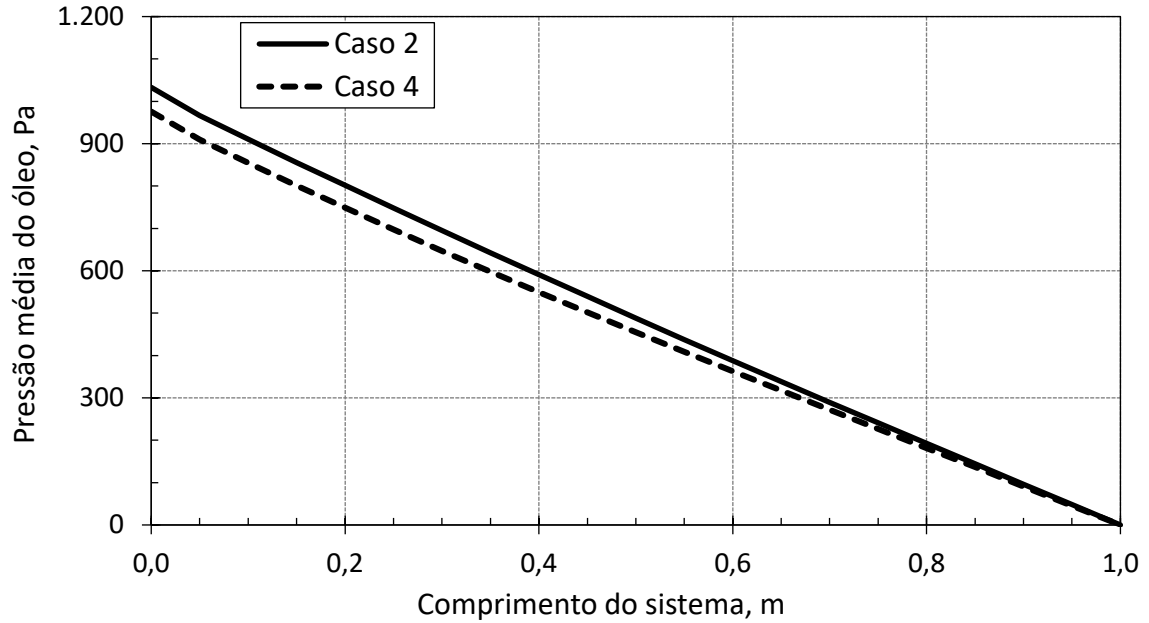
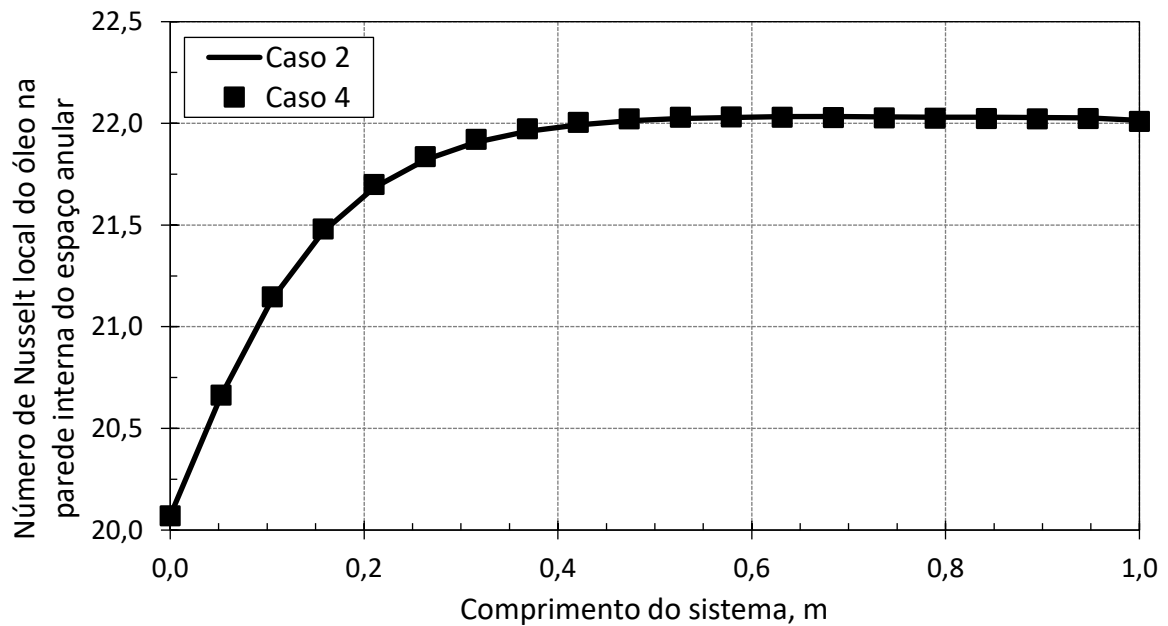


Figura 54 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico)



A análise do número de Nusselt do óleo na parede interna do anular, antes e após a inserção de isolamento térmico, não revela discrepâncias evidentes (Figura 55).

Figura 55 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede interna do espaço anular para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico) na posição indicada na Figura 14



Por outro lado, na parede externa do anular, o valor de Nusselt é visivelmente alterado pela substituição do oleoduto de aço pelo isolamento de poliuretano, aumentando em 39,8% (resultado numérico), em comparação ao caso 2. Em função de sua baixa condutividade térmica, o isolamento permite diminuir a perda de calor para o meio externo. Sendo assim, a partir de $x = 0,5$ m, a troca de calor por convecção torna-se dominante quando comparada ao mecanismo de condução (Figura 56).

A Figura 57 indica que a presença do isolamento térmico antecipa o desenvolvimento da camada limite térmica do vapor úmido, o que pode ser entendido como resultado da manutenção de calor dentro do sistema. Por outro lado, não são identificadas alterações perceptíveis na taxa de variação da fração mássica do vapor (Figura 58).

Figura 56 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico) na posição indicada na Figura 14

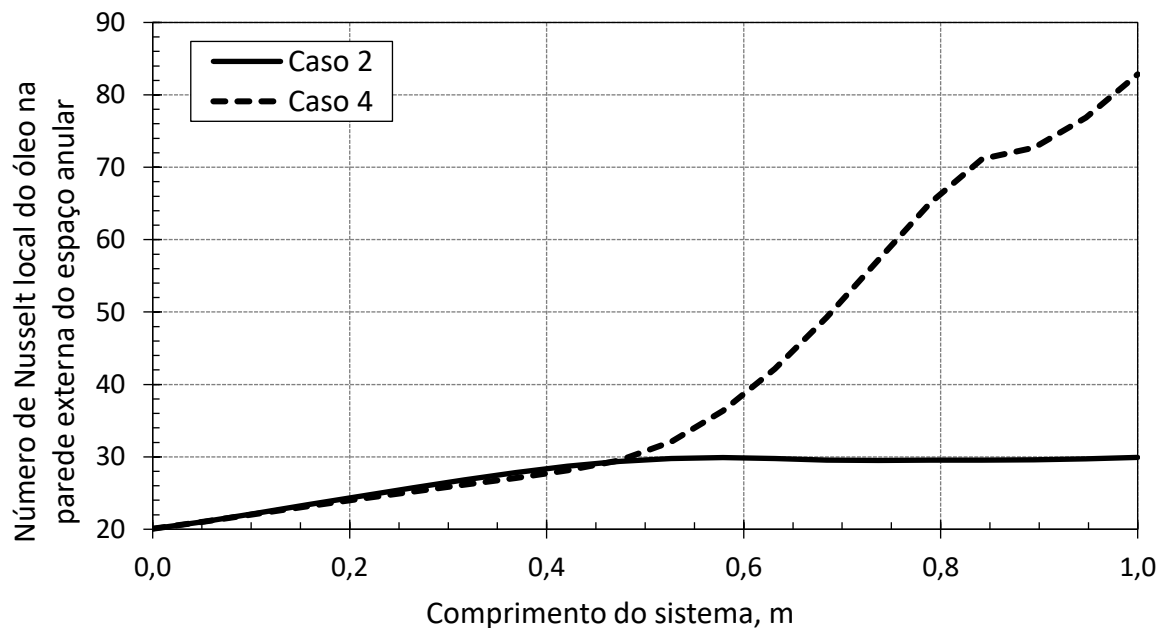


Figura 57 - Perfis axiais de número de Nusselt local do vapor para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico) na posição indicada na Figura 14

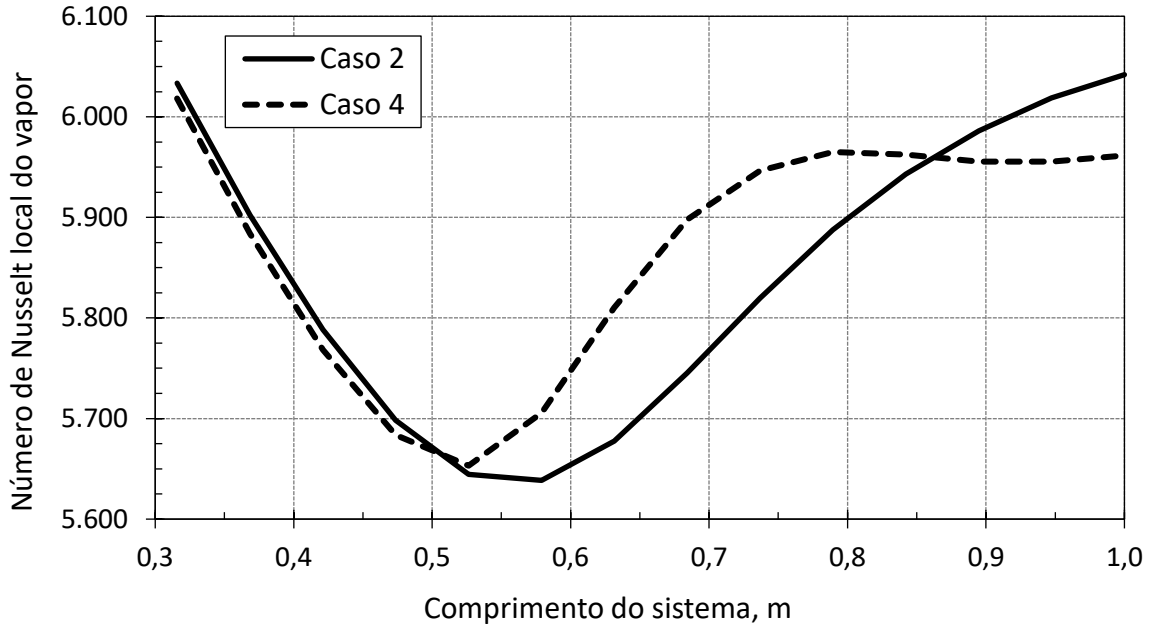
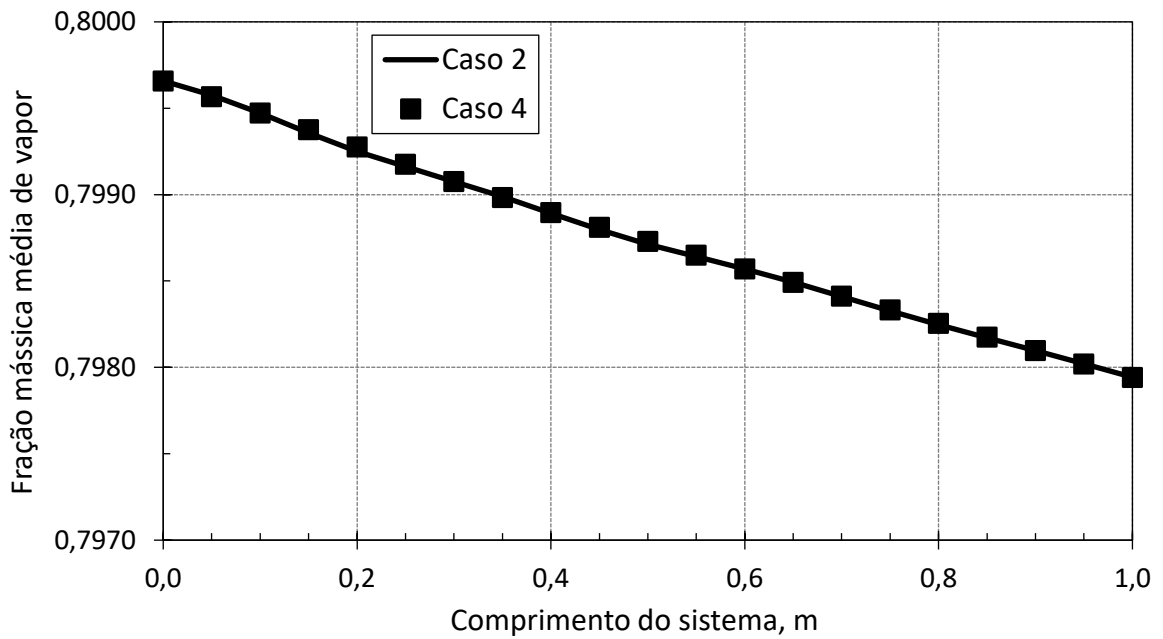


Figura 58 - Perfis axiais de fração mássica média de vapor para o caso 2 (sem isolamento térmico) e caso 4 (com isolamento térmico)



6.5. CASO 5 – EFEITO DA REDUÇÃO DA QUALIDADE INICIAL DO VAPOR

O caso 5 é caracterizado pela redução da qualidade inicial do vapor úmido injetado em 30%. Dessa forma, o vapor entra no sistema concêntrico com título de 50% (no caso 2 o título inicial é de 80%). Na Tabela 19 são apresentados os resultados numéricos e analíticos para este caso.

Tabela 20 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 5

Parâmetros na Saída	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$T_{out,o}$ (K)	342,301	341,653	- 0,189
$\mu_{out,o}$ (Pa.s)	0,262	0,230	- 12,254
Parâmetros médios	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$\dot{Q}_{m/o}$ (W)	1.630,563	2.404,469	+ 47,462
$\dot{Q}_{o/ar}$ (W)	121,199	144,470	+ 19,200
Re_o	34,504	36,503	+ 5,795
Pr_o	4.196,378	3.966,426	- 5,480
Gr_o	1656,324	1860,731	+ 12,341
Nu_o	25,950	29,197	+ 12,512
Re_v	817.862,174	757.279,666	- 7,407
Pr_v	2,048	2,544	+ 24,199
Nu_v	4.153,727	2.053,774	- 50,556

Em relação ao caso 2 (qualidade inicial de 80%), os resultados analíticos para o óleo praticamente não se alteram. A abordagem numérica, por sua vez, indica redução de temperatura e aumento da viscosidade do óleo na saída. De forma geral, os desvios entre as abordagens são mantidos.

Com o aumento da fração líquida, um dos efeitos mais notáveis é a redução do número de Prandtl do vapor úmido (média de 20%). É um resultado combinado entre a redução do calor específico e o aumento da condutividade térmica, este último traduzido em redução do número de Nusselt. Os problemas decorrentes da condensação serão mais expressivos, incluindo a deposição de filme líquido nas paredes e na região inferior do sistema pela ação gravitacional.

Nas Figuras 59 e 60 são apresentados os campos de temperatura e viscosidade, de maneira respectiva, para os casos 2 (qualidade inicial de 80%) e 5 (qualidade inicial de 50%).

Figura 59 - Campos de temperatura do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e b) caso 5 (vapor com título inicial de 50%)

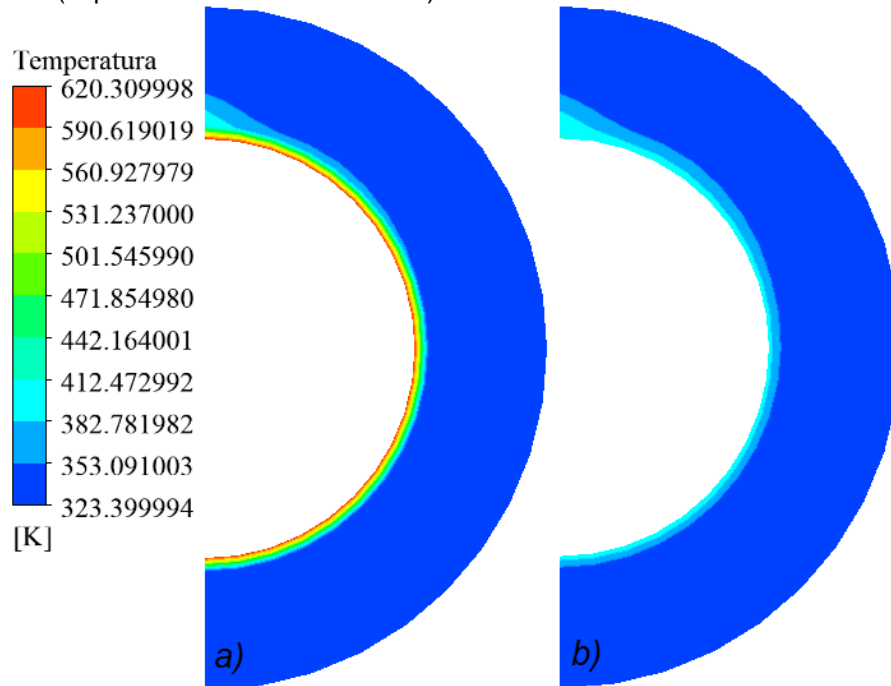
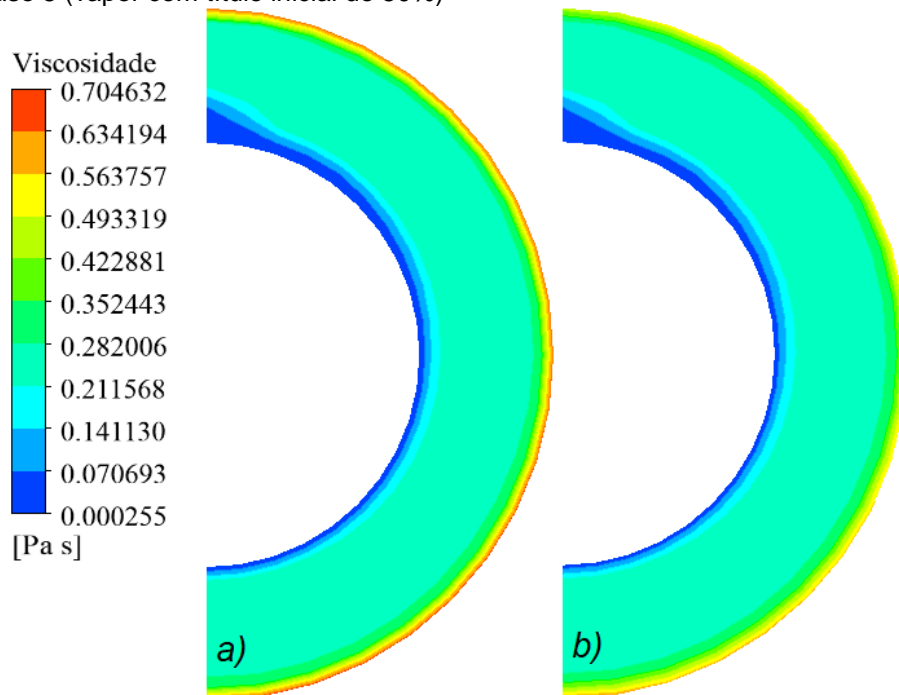


Figura 60 - Campos de viscosidade do óleo em $x = 0,99$ m para a) caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e b) caso 5 (vapor com título inicial de 50%)

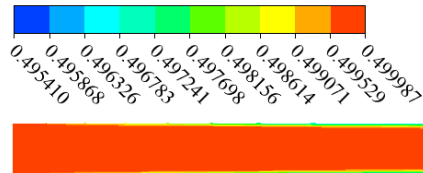


A redução da qualidade do vapor faz com que o gradiente de temperatura no contato óleo/vaporduto tenha variações menos abruptas, resultando em um óleo menos aquecido. A viscosidade apresenta variações mais sutis na parede externa do anular. Conforme ilustrado na Figura 61, a qualidade do vapor apresenta oscilações

notáveis no contato com a parede interna do vaporduto, no qual há a formação de uma película de fração mássica de líquido mais expressiva, a qual se acentua ao longo do sistema.

Figura 61 - Campo de fração mássica de vapor com título inicial de 50% (caso 5)

Fração mássica de vapor



Nas Figuras 62 e 63 é revelado que a redução da qualidade inicial do vapor implica em decréscimo da temperatura média do óleo, bem como em aumento de sua viscosidade. Além disso, a pressão requerida do óleo aumenta, ainda que de forma tênue, para um vapor de pior qualidade (Figura 64).

Figura 62 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%)

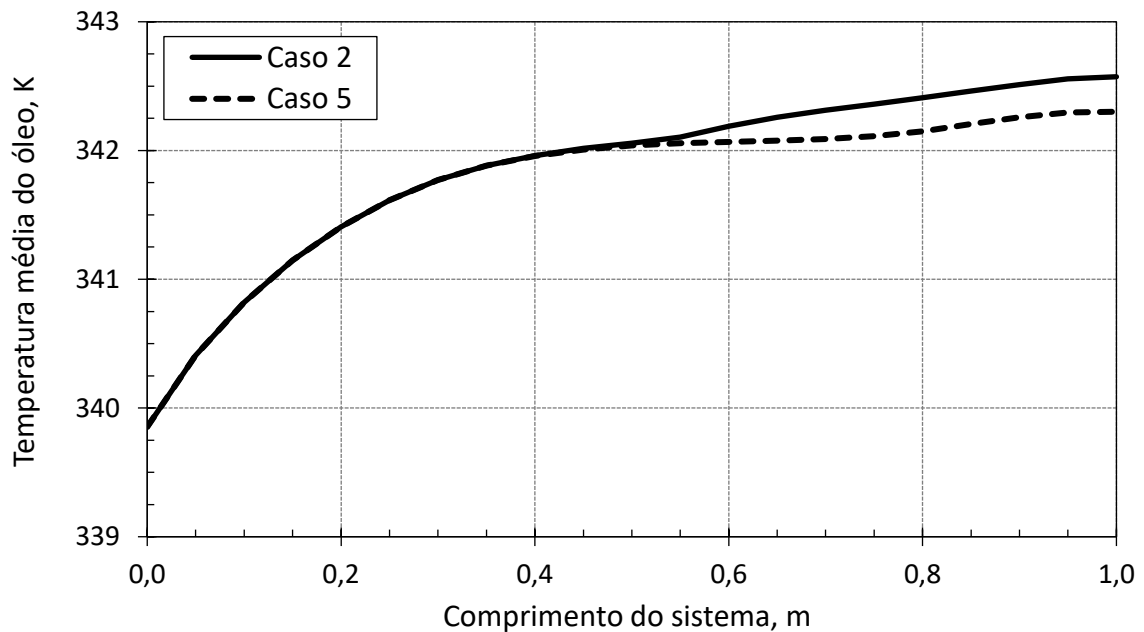


Figura 63 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%)

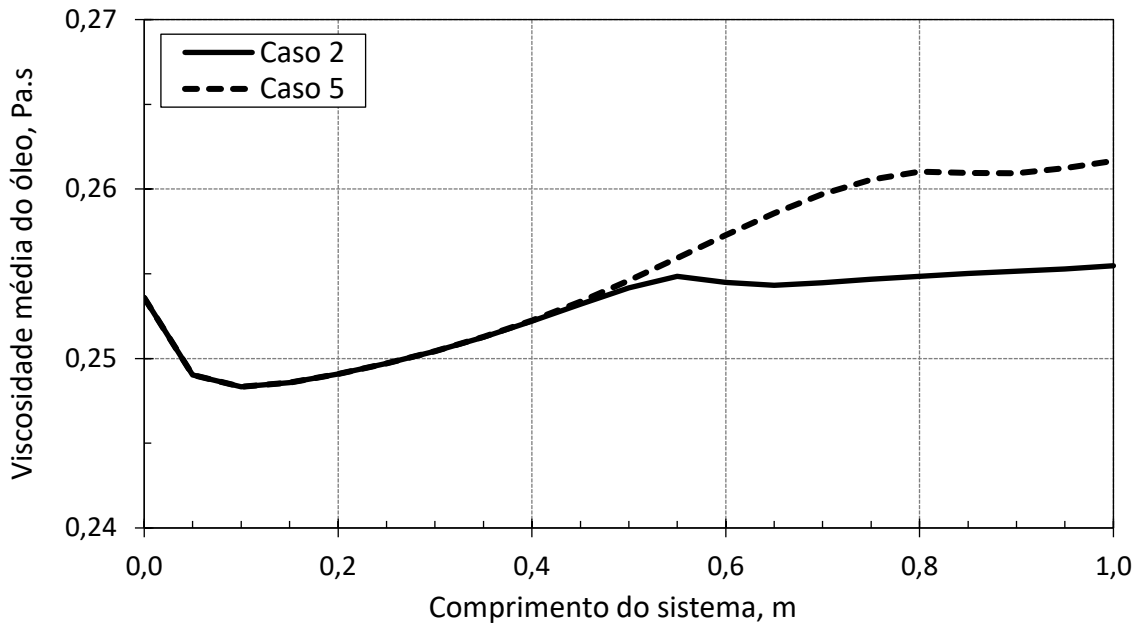
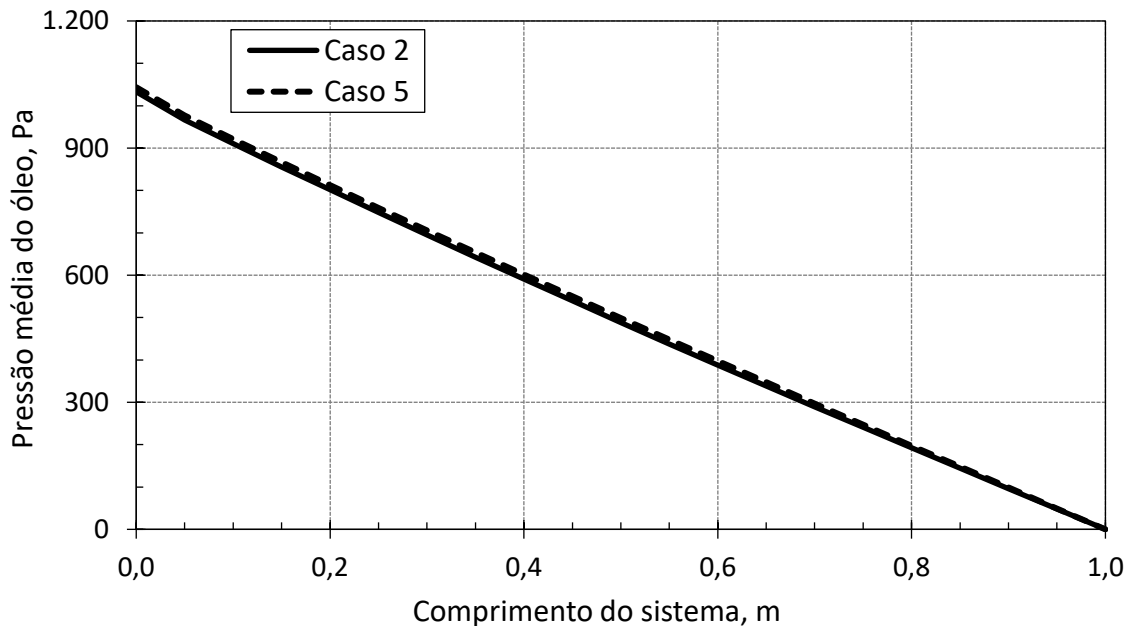


Figura 64 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%)



O Nusselt do óleo na parede interna do anular segue praticamente inalterado com a redução da qualidade do vapor (Figura 65). Na parede externa, por sua vez, o Nusselt do óleo aumenta aproximadamente na metade do sistema (em $x = 0,5$ m). Esta localização coincide com os pontos de redução da temperatura e aumento da viscosidade médias do óleo. Sendo assim, é possível que ambos os mecanismos de transferência de calor sofram declínio a partir deste ponto, para um vapor de

qualidade inicial inferior, sendo o declínio mais expressivo para o mecanismo de condução (Figura 66). Como esperado, a redução da qualidade do vapor úmido implica aumento de sua fração líquida, cuja condutividade térmica faz com que o Nusselt seja reduzido (Figura 67).

Figura 65 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede interna do espaço anular para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%) na posição indicada na Figura 14

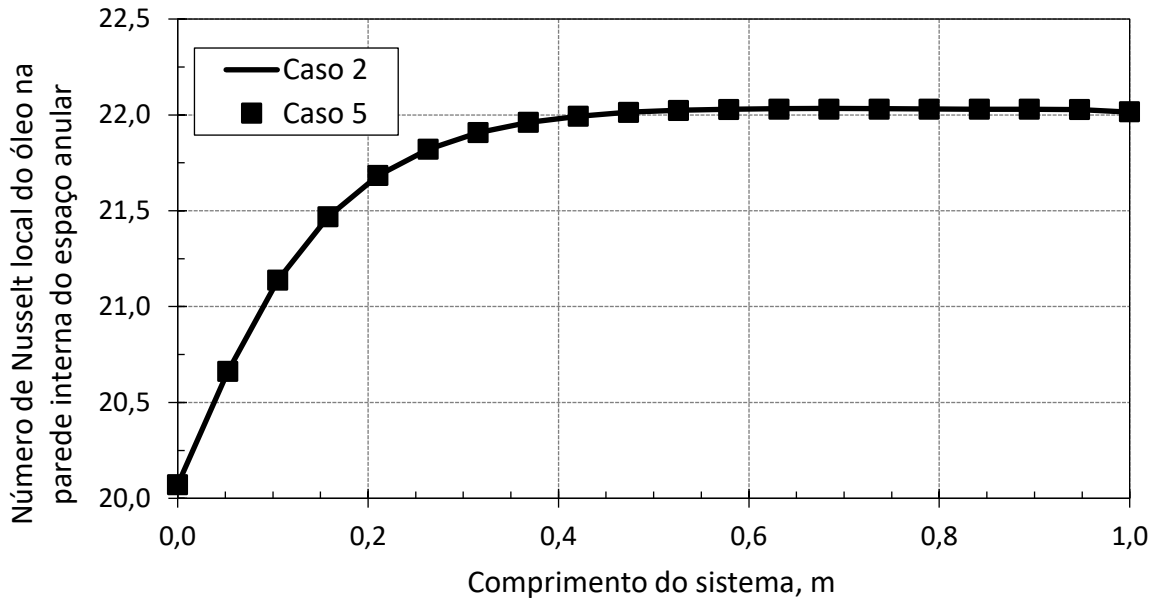


Figura 66 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%) na posição indicada na Figura 14

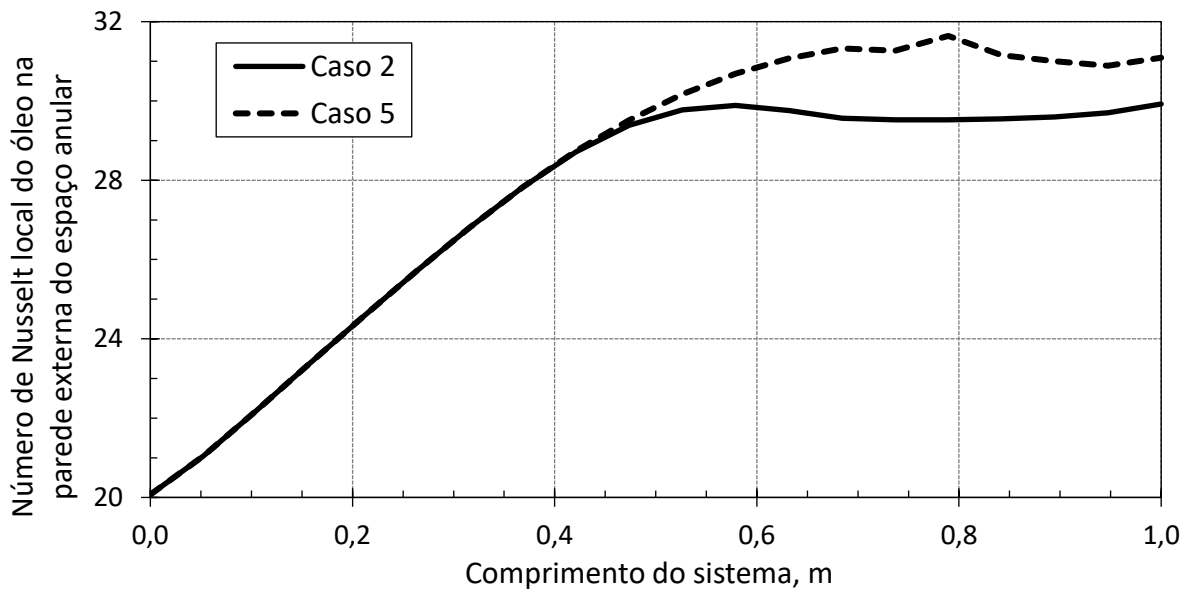
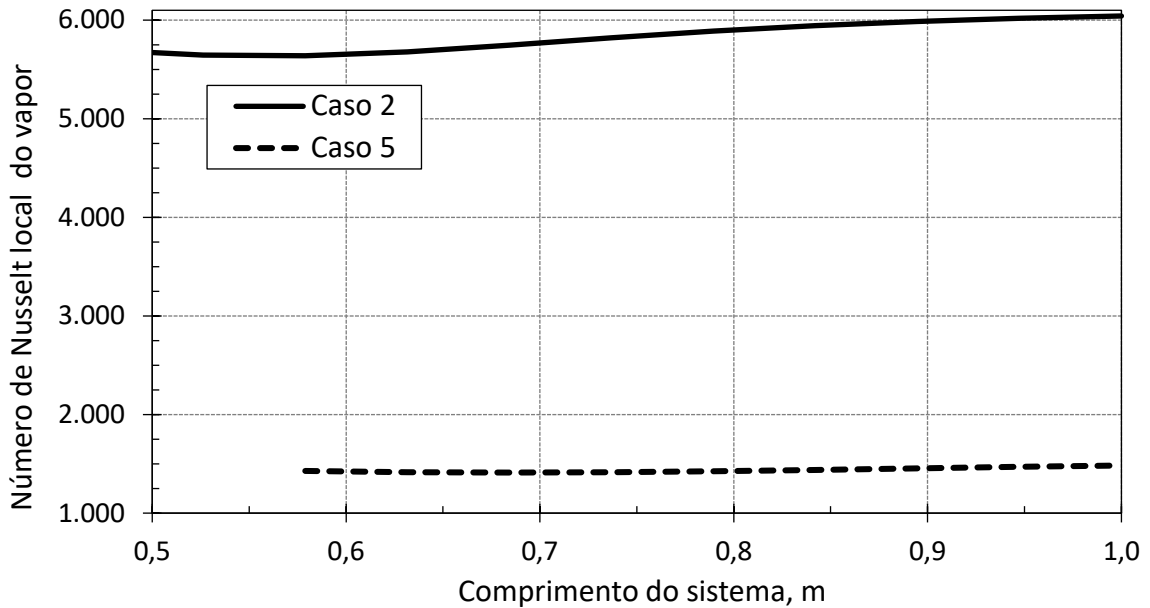
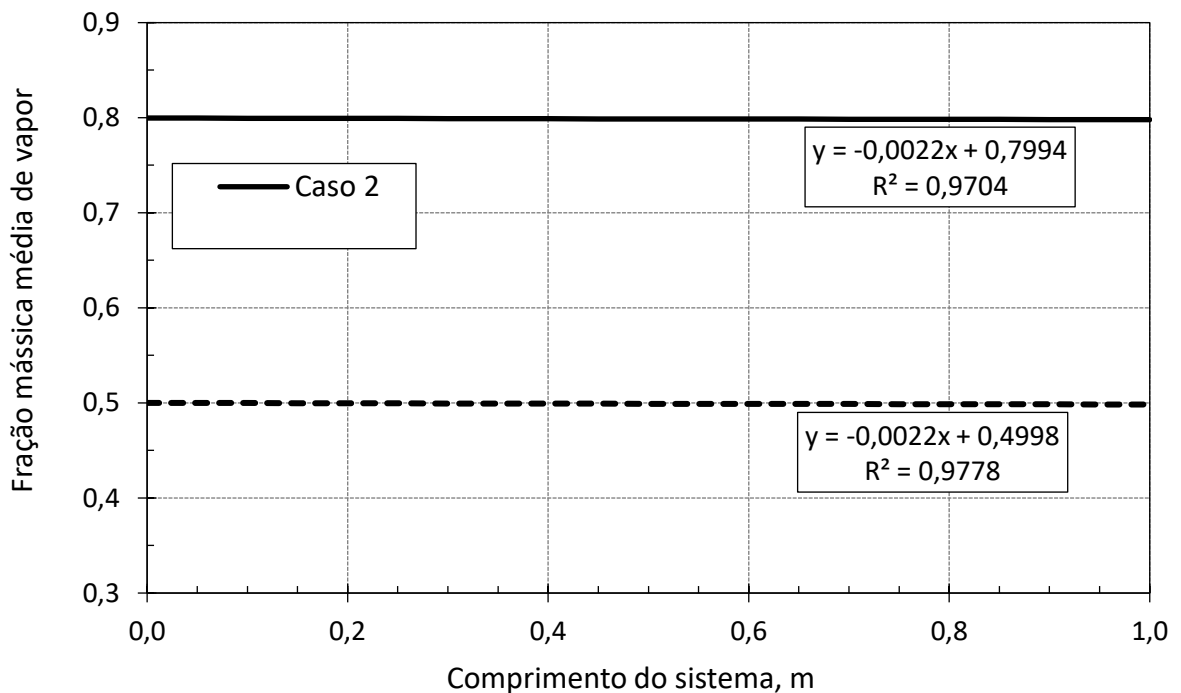


Figura 67 - Perfis axiais de número de Nusselt local do vapor para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%) na posição indicada na Figura 14



Para um sistema de extensão relativamente pequena (1 metro), as frações mássicas de vapor variam à mesma taxa para os vapores úmidos dos casos 2 (qualidade inicial de 80%) e 5 (qualidade inicial de 50%), conforme ilustrado na Figura 68.

Figura 68 - Perfis axiais de fração mássica média de vapor para o caso 2 (vapor com título inicial de 80%) e caso 5 (vapor com título inicial de 50%)



6.6. CASO 6 – EFEITO DO AUMENTO DA EXTENSÃO DO SISTEMA

O caso 6 é caracterizado pelo aumento da extensão do sistema por um fator equivalente a quatro, totalizando um comprimento L de 4 metros. O intuito principal é analisar a tendência dos principais parâmetros (temperatura, viscosidade, pressão, Nusselt e qualidade do vapor). Na Tabela 20 são sumarizados os principais resultados numéricos e analíticos para este caso.

Tabela 21 - Resultados numéricos e analíticos para o caso 6

Parâmetros na Saída	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$T_{out,o}$ (K)	347,256	345,454	- 0,519
$\mu_{out,o}$ (Pa.s)	0,222	0,187	- 15,590
Parâmetros médios	Abordagem numérica	Abordagem analítica	Desvio (%)
$\dot{Q}_{m/o}$ (W)	6.405,260	5.953,895	- 7,047
$\dot{Q}_{o/ar}$ (W)	516,878	526,133	+ 1,791
Re_o	36,373	40,825	+ 12,240
Pr_o	4.004,115	3.632,534	- 9,280
Gr_o	1824,628	2.351,443	+ 28,872
Nu_o	25,386	18,050	- 28,872
Re_v	1.134.492,611	1.031.687,185	- 9,062
Pr_v	2,481	3,264	+ 31,545
Nu_v	6.166,869	3.078,700	- 50,077

Em relação ao caso 2 ($L = 1$ metro), ambas as abordagens indicam aumento da temperatura e redução da viscosidade do óleo para um sistema mais extenso. O desvio para a taxa de transferência de calor entre vapor e óleo é reduzido em 40%, o que indica melhor representatividade da solução analítica para maiores extensões.

Nas Figuras 69 e 70 são apresentados os campos de temperatura e viscosidade para o caso 6 na entrada ($x = 0,01$ m) e na saída ($x = 3,99$ m) do sistema. Em um sistema de maior comprimento, os efeitos da inserção do vapor no comportamento da temperatura e viscosidade do óleo são claramente visíveis. O aumento da temperatura e a redução da viscosidade ocorrem inicialmente na região central superior do sistema, da parede interna à parede externa do anular, propagando-se em seguida para as regiões inferiores da geometria. No campo de viscosidade (Figura 70), em $x = 3,99$ m, fica evidente a concentração de óleo mais viscoso na porção inferior do anular, em função do empuxo atuante.

Figura 69 - Campos de temperatura do óleo para o caso 6 ($L = 4$ metros) em a) $x = 0,01$ m, b) $x = 0,99$ m e c) $x = 3,99$ m

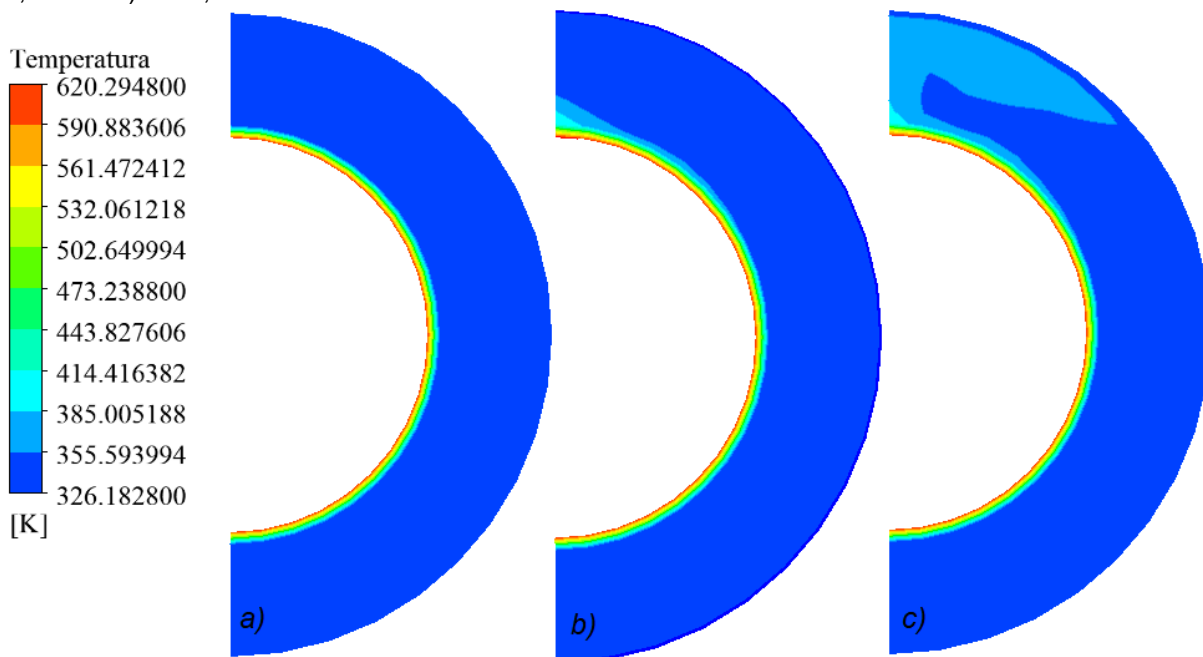
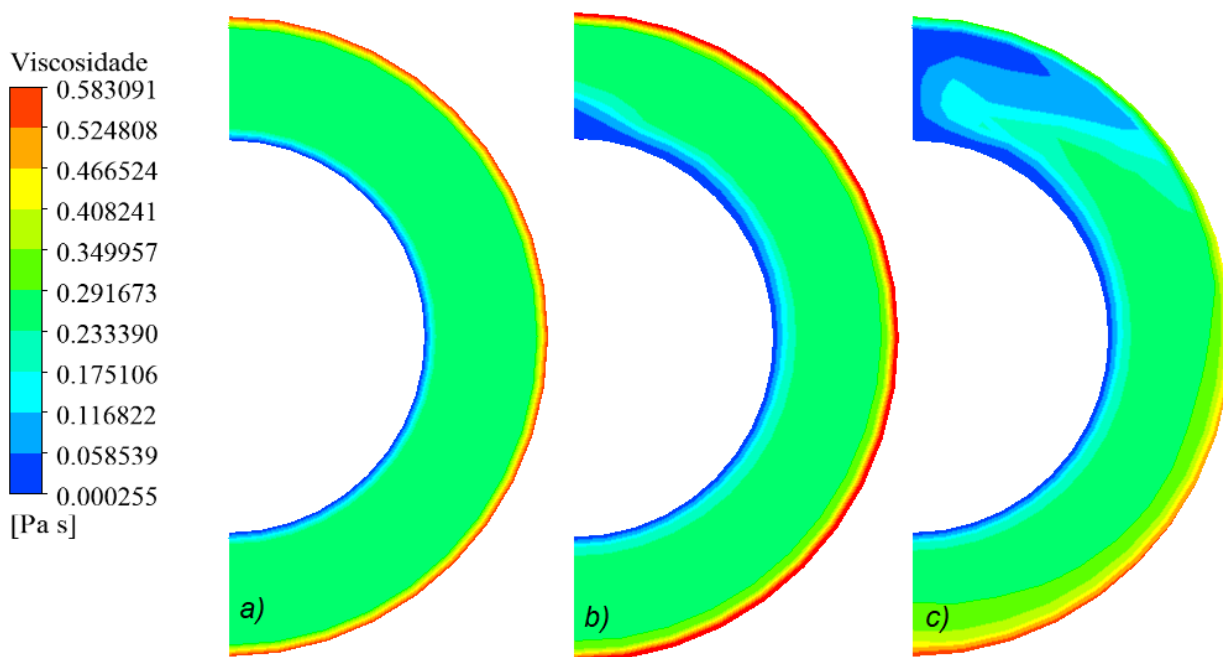


Figura 70 - Campos de viscosidade do óleo para o caso 6 ($L = 4$ metros) em a) $x = 0,01$ m, b) $x = 0,99$ m e c) $x = 3,99$ m



Nas Figuras 71 e 72 são indicadas, de maneira respectiva, as tendências de aumento da temperatura e declínio da viscosidade do óleo, comparando as duas configurações. Como esperado para a configuração estudada, dutos mais longos

favorecem a troca de calor entre vapor e o óleo. Embora as perdas entre o óleo e o ambiente externo também ocorram, são aparentemente menos acentuadas.

Figura 71 - Perfis axiais de temperatura média do óleo para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros)

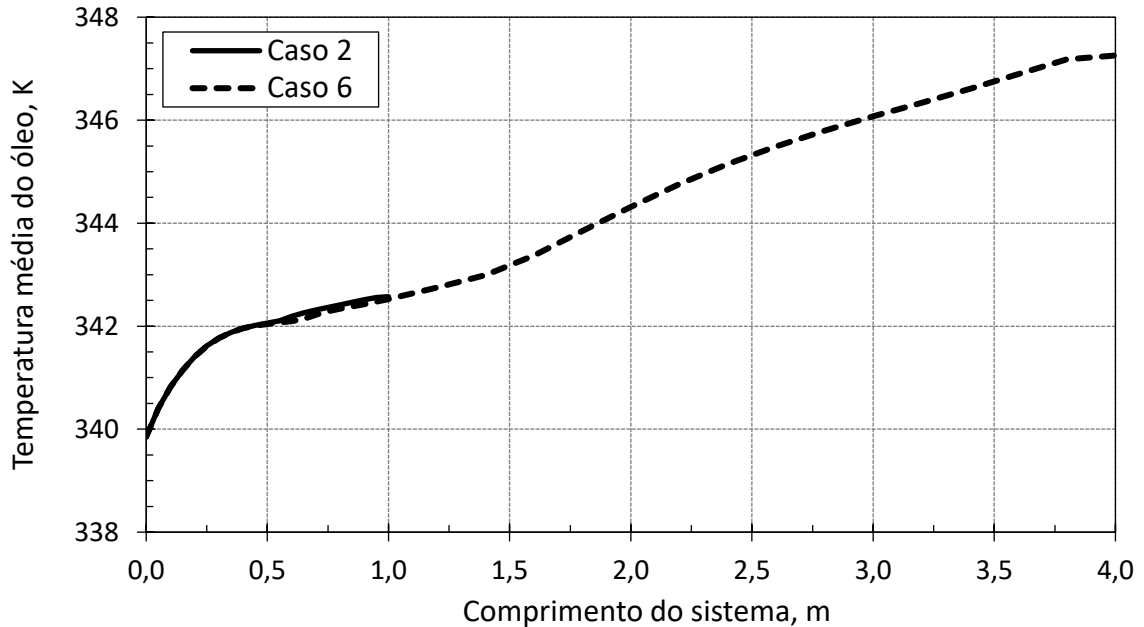
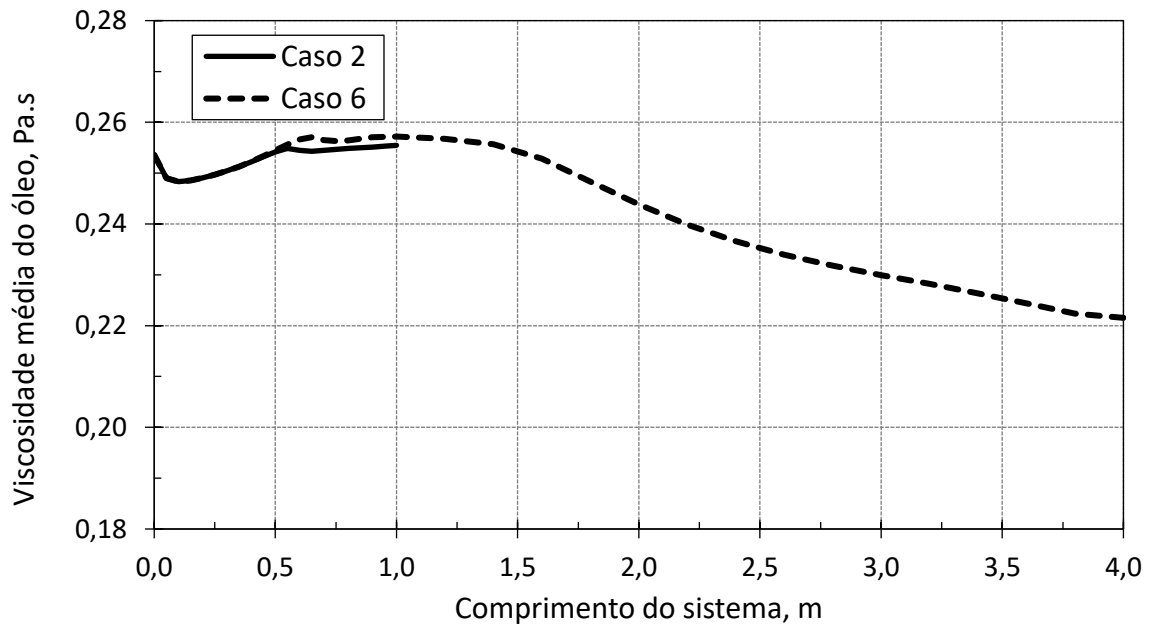


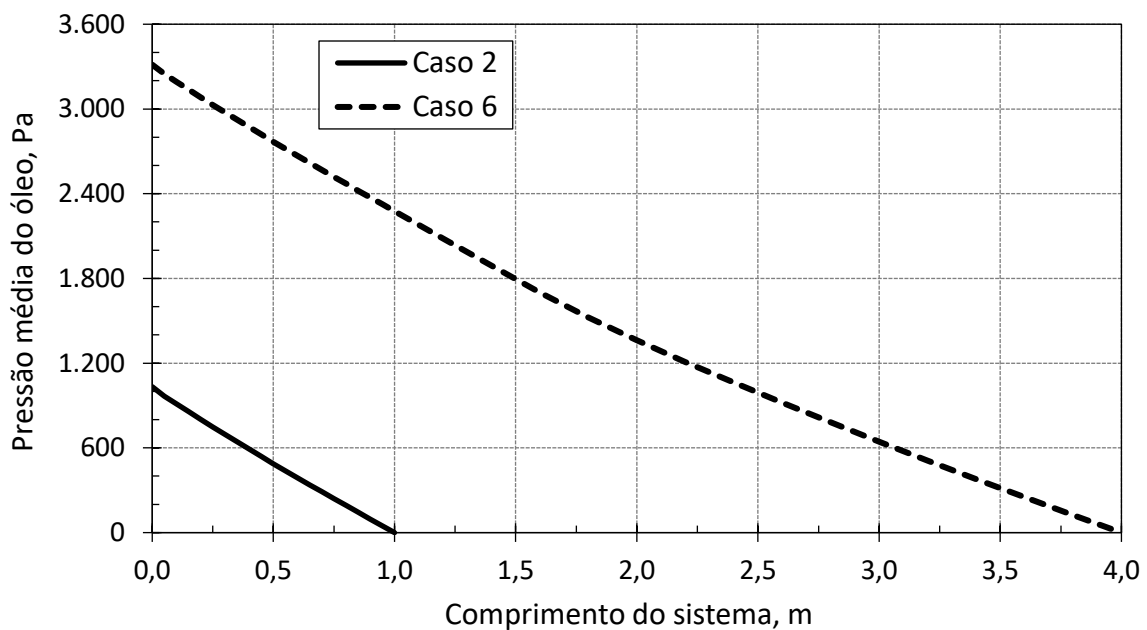
Figura 72 - Perfis axiais de viscosidade média do óleo para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros)



Na Figura 73 é ilustrado um dos maiores desafios no transporte de óleos altamente viscosos: com o aumento dos trechos de transporte, elevam-se as pressões iniciais

exigidas para viabilizar o escoamento e evitar pontos de parada e obstrução. Considerando que os oleodutos podem atingir extensões quilométricas, as pressões requeridas podem comprometer a exequibilidade do transporte, sendo a utilização de estações de bombeio uma forma de lidar com isso. O gradiente de pressão é aparentemente constante. No entanto, como a viscosidade do óleo é reduzida de maneira contínua com a extensão do sistema, há um efeito positivo neste gradiente, o qual não é muito evidente devido à reduzida extensão do trecho (4 metros).

Figura 73 - Perfis axiais de pressão média do óleo para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros)



Na parede interna do anular, o número de Nusselt do óleo varia relativamente pouco (Figura 74). Como estimado anteriormente, a camada limite térmica irá se desenvolver por completo em cerca de 250 m, ponto no qual o valor de Nusselt deverá ser constante.

Na parede externa do anular, o Nusselt do óleo é relativamente maior quando comparado à parede interna, além de apresentar mais oscilações (Figura 75). Isso ocorre em função do desenvolvimento lento da camada limite térmica nessa superfície, melhor evidenciado pelos campos de temperatura (Figura 69).

Figura 74 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede interna do espaço anular para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros) na posição indicada na Figura 14

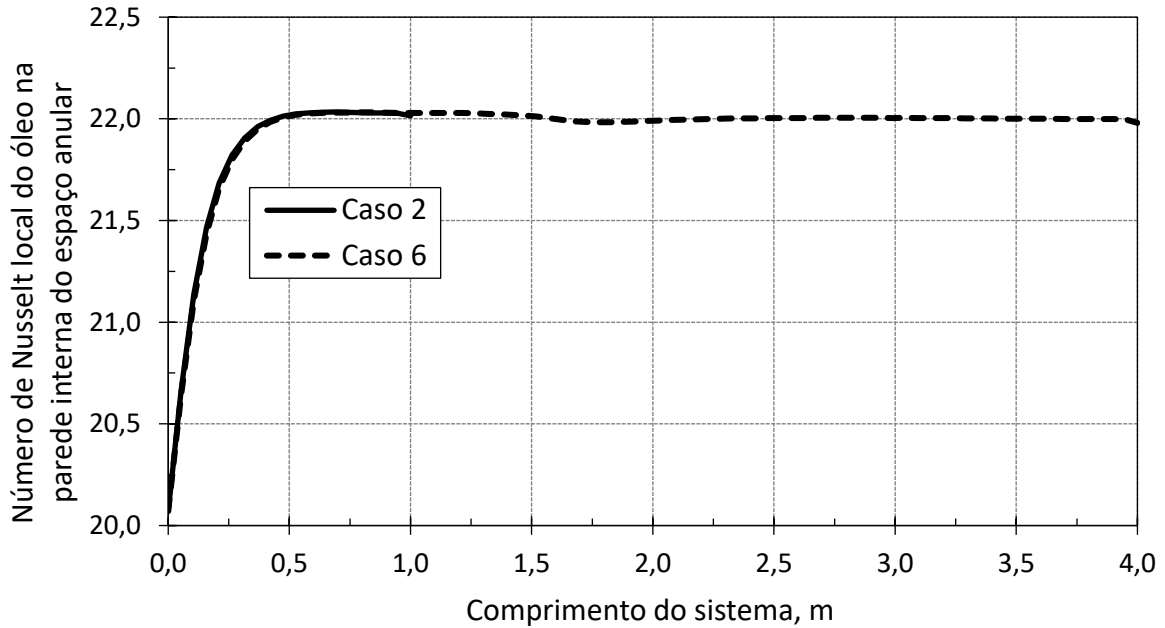
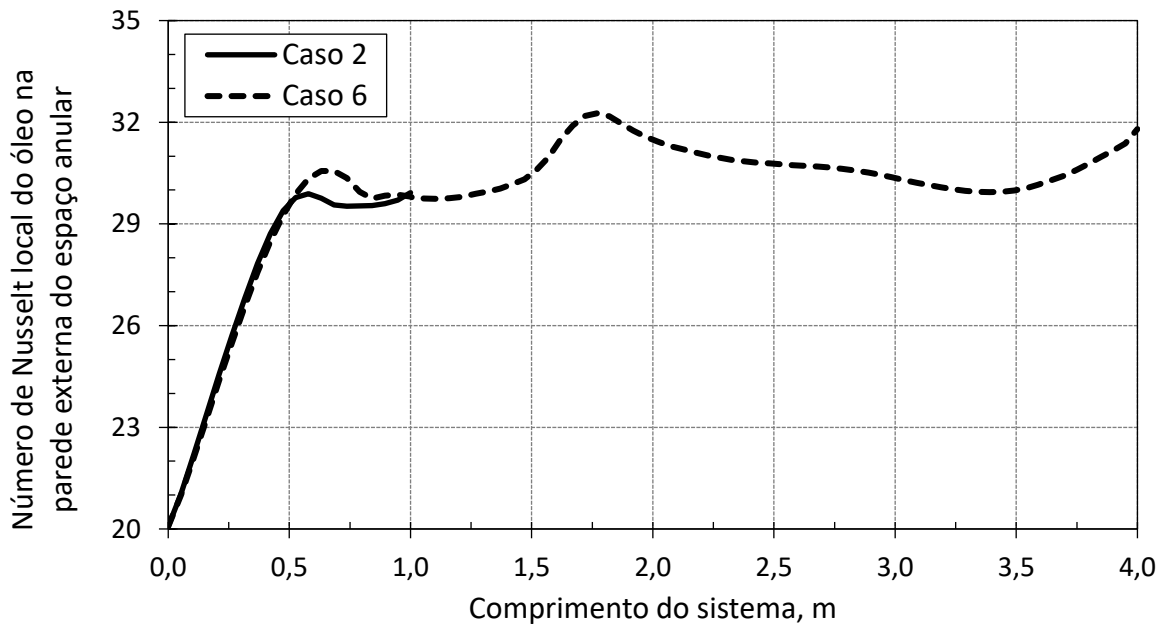


Figura 75 - Perfis axiais de número de Nusselt local do óleo na parede externa do espaço anular para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros) na posição indicada na Figura 14



Na Figura 76 é evidenciado o comportamento do Nusselt do vapor após a região transitória. Em $x = 2,4$ m, aproximadamente, a camada limite turbulenta (CLT) começa a se desenvolver e o Nusselt do vapor volta a cair. A fração mássica do vapor mantém sua taxa de declínio para sistemas mais extensos, conforme ilustrado na Figura 77.

Figura 76 - Perfis axiais de número de Nusselt local do vapor para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros) na posição indicada na Figura 14

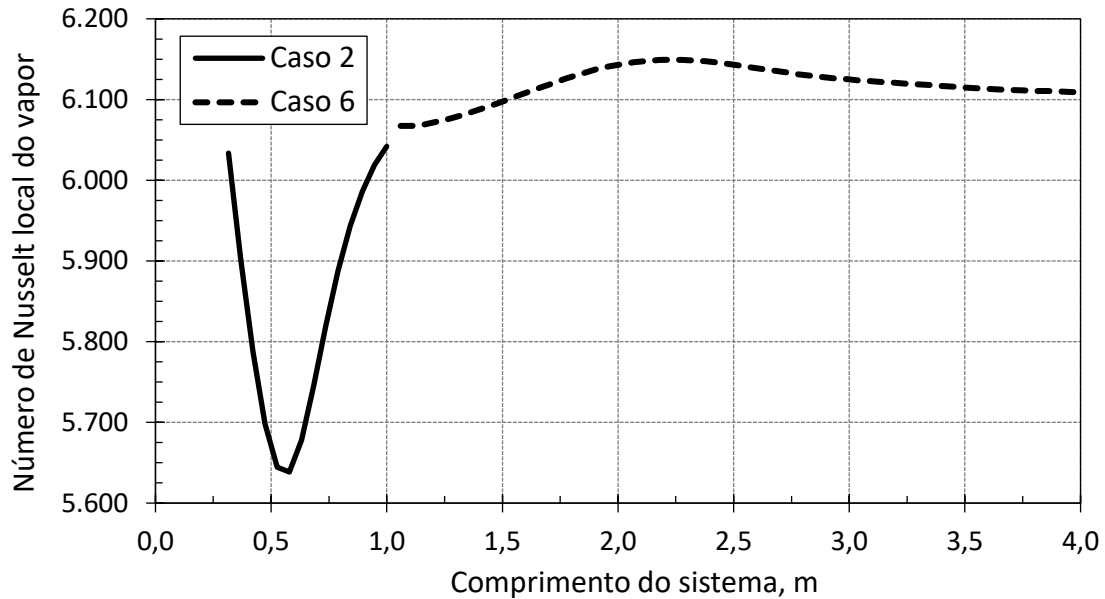
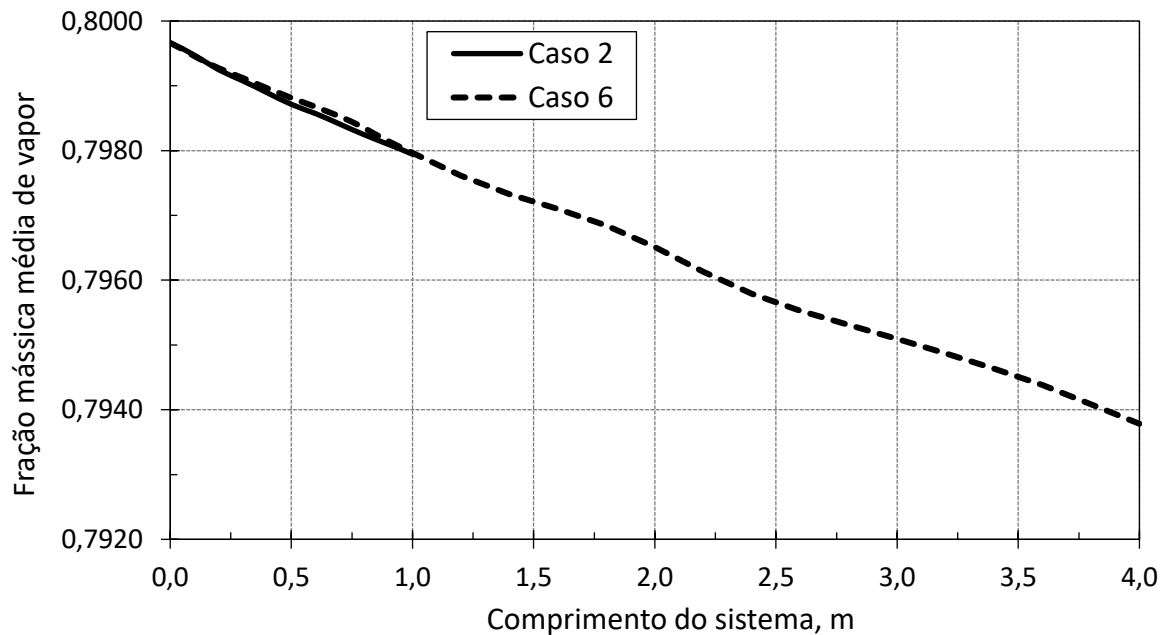


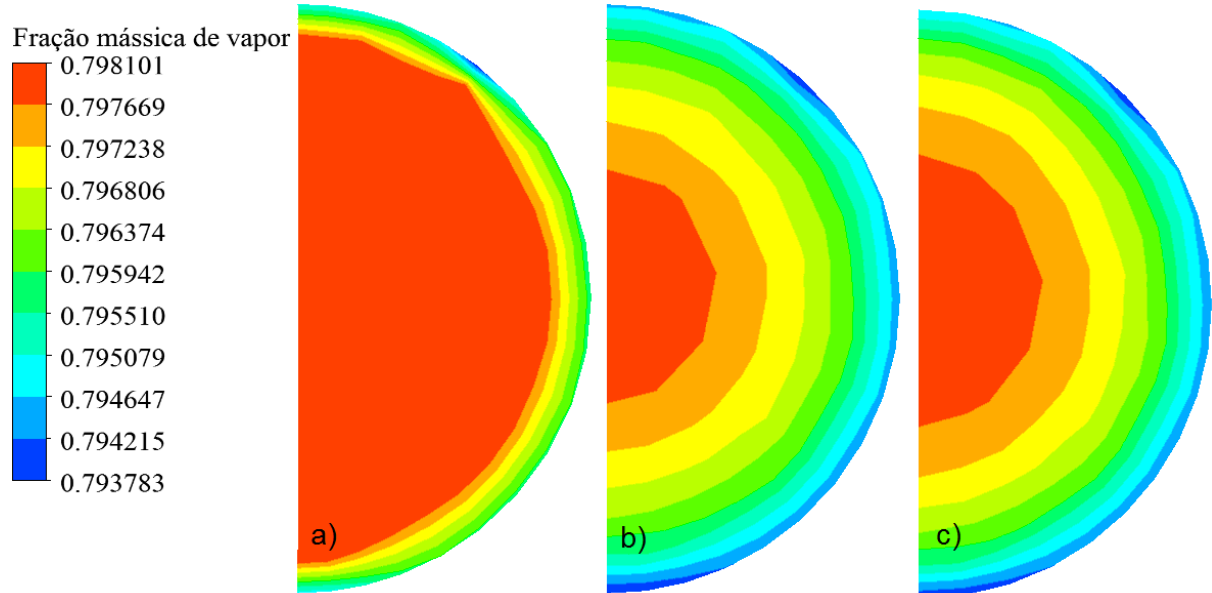
Figura 77 - Perfis axiais de fração mássica média do vapor para o caso 2 ($L = 1$ metro) e caso 6 ($L = 4$ metros)



Na Figura 78 são apresentados os campos de fração mássica do vapor para o caso 6 ($L = 4$ metros), nos contornos de entrada, meio e saída do sistema. O vapor úmido conserva sua fração máxima de vapor na região central. No contato vapor/vaporduto, por sua vez, a fração mássica líquida aumenta progressivamente, propagando-se em direção ao centro. Vale ressaltar as deposições de fração

mássica de vapor mínimas nas regiões inferiores do domínio, causadas pelos efeitos gravitacionais.

Figura 78 - Campos de fração mássica de vapor em a) $x = 0,01$ m; b) $x = 2$ m; c) $x = 3,99$ m para o caso 6



Para fins de compreensão geral dos cenários investigados, na Tabela 21 é apresentado um sumário dos principais resultados, obtidos de forma numérica, para os casos 1 a 6. Para cada estratégia operacional adotada, são listados os aumentos e reduções observados na temperatura e viscosidade médias finais do óleo ($T_{out,o}$ e $\mu_{out,o}$) e na pressão média de fluxo inicial requerida para o óleo ($p_{in,o}$). Para o caso 2, o caso 1 é utilizado como referência. Para os casos 3, 4, 5 e 6, o caso 2 torna-se a nova referência.

Tabela 22 - Resumo de resultados numéricos de temperatura e viscosidade finais do óleo e pressão inicial de fluxo do óleo, obtidos para os casos 1 a 6

CASO	$T_{out,o}$	$\mu_{out,o}$	$p_{in,o}$
1 – Óleo viscoso no anular	- 0,4%	+ 10,4%	-
2 – Inserção de vapor	+ 1,2%	- 8,7%	- 24,2%
3 – Redução de R_R	+ 1,2%	- 4,7%	+ 588%
4 – Inserção de isolamento térmico	+ 0,1%	- 4,4%	- 5,5%
5 – Redução da qualidade do vapor	- 0,1%	+ 2,4%	+ 1,0%
6 – Aumento da extensão do sistema	+ 1,4%	- 13,9%	+ 221%

7. CONCLUSÕES

As seguintes conclusões são destacadas, estando alinhadas aos objetivos definidos pela seção 1.2:

A) As estimativas analíticas para a temperatura média do óleo na saída, pelo método $\epsilon - NTU$, apresentam desvios relativamente baixos em relação às estimativas numéricas, com variação máxima de 1,3%. Por outro lado, em função de sua dependência exponencial com a temperatura, a viscosidade média do óleo analítica chega a apresentar um desvio máximo de 15,6%. Ao contrário do que é suposto pela abordagem analítica, o aquecimento do óleo não ocorre de forma homogênea, sendo caracterizado por regiões distintas em densidade e temperatura, para as quais a convecção natural desempenha papel relevante. A região invíscida é dominante, dado o extenso comprimento de entrada térmico exibido pelo óleo altamente viscoso. Os maiores desvios encontrados entre as abordagens analítica e numérica estão associados às taxas de transferência de calor e ao Nusselt médio do vapor. Conclui-se que a aproximação pelo modelo de resistências térmicas negligencia as forças de empuxo e o fluxo preferencial de calor resultante. Além disso, a abordagem analítica é falha na medição dos efeitos de turbulência do vapor, caracterizado por pontos de destruição da camada limite térmica e melhora da transferência de calor. Os demais parâmetros são estimados pela abordagem analítica com desvios relativamente baixos, fornecendo uma descrição satisfatória para os fenômenos físicos compreendidos pelos casos 1 a 6. Vale ressaltar que o tempo médio para obtenção de resultados numéricos é de aproximadamente 6 horas, ao passo que os resultados analíticos são praticamente instantâneos (após simples implementação em tabela *Excel*). Sendo assim, apesar de suas restrições, o uso da abordagem analítica pode ser particularmente vantajoso a depender dos objetivos de estudo, nível de detalhamento, tipo de informação desejada e tempo disponível do usuário.

B) O óleo viscoso que escoar pelo anular desprovido de qualquer sistema de aquecimento para as dimensões consideradas, perde calor para o meio externo, sofrendo resfriamento médio de até 0,4% e consequente aumento de sua viscosidade média em até 10,4%, sendo esta mais expressiva no contato

óleo/oleoduto. Tais resultados ilustram uma problemática comum no transporte de fluidos altamente viscosos: a deposição de frações pesadas no interior de tubulações a temperaturas suficientemente reduzidas.

C) A inserção do tubo de vapor concêntrico ao oleoduto implica em diversas melhorias no escoamento do óleo, como aumento de sua temperatura média final (1,2%), redução de sua viscosidade média final (8,7%) e redução de sua pressão média inicial de fluxo (24,2%). Sendo assim, a técnica se revela eficaz no contorno dos desafios que envolvem o transporte de óleos pesados.

D) O aumento do raio do tubo que conduz vapor, e conseqüentemente a redução do anular que conduz o óleo, apresenta para este último: aumento de 1,2% na temperatura média de saída, redução de 4,7% na viscosidade média de saída e aumento de 588% na pressão média inicial requerida. A fração mássica média do vapor, na saída do sistema, cai em cerca de 0,2%. Logo, apesar das vantagens adicionais apresentadas pela restrição do anular, há claros impedimentos operacionais quanto à pressão de bombeio necessária para manutenção da vazão mássica de óleo, bem como em relação à qualidade do vapor injetado.

E) O uso de isolamento térmico é recomendado, uma vez que a temperatura final média do óleo cresce em 0,1% e sua viscosidade média final e pressão média inicial são reduzidas em 4,4% e 5,5%, respectivamente. Além disso, o fluxo de calor para o meio externo é reduzido em 78,5%. Especula-se que seus efeitos no aumento da temperatura do óleo sejam mais evidentes em sistemas mais extensos, devido à baixa difusividade térmica dos óleos viscosos.

F) Uma redução de 30% no título inicial do vapor úmido implica em queda da temperatura média final do óleo em 0,1% e aumento de sua viscosidade e pressão inicial médias em 2,4% e 1,0%, respectivamente. Considerando oleodutos reais e suas extensões quilométricas, tais resultados podem ser expressivos o suficiente para comprometer a operação de transporte.

G) O aumento do comprimento do domínio permite certificar que o uso do domínio menor é representativo, pois os valores médios de temperatura e viscosidade do óleo na saída mantêm suas tendências, com aumento de 1,4% e redução de 13,9%, respectivamente. A pressão requerida aumenta em 3,2 vezes, quase que na mesma

proporção que o comprimento. A fração mássica de vapor permanece em declínio, apresentando pontos de deposição de líquido no fundo da geometria.

7.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base nos resultados obtidos pelo presente estudo, são sugeridos os seguintes trabalhos futuros:

- Ajuste das abordagens analíticas (método ϵ - NTU e modelo de resistências térmicas) para os efeitos de empuxo, convecção natural e turbulência do vapor;
- Investigação de acoplamentos excêntricos, no intuito de obter a otimização do mecanismo de transferência de calor e reduzir a existência de regiões altamente frias e densas no domínio do óleo viscoso;
- Proposição de mecanismos de homogeneização do aquecimento de óleos pesados, como por exemplo, a rotação do oleoduto e/ou vaporduto, no intuito de viabilizar a mistura de pontos frios e quentes do óleo;
- Investigação de sistemas mais extensos, próximos à realidade de oleodutos reais;
- Investigação de fluxo contra-corrente;
- Análise estatística dos resultados obtidos.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – ANP. Disponível em: < <http://www.anp.gov.br>>. Acesso em: 10 jun. 2017.

ALRASHOUD, A. M. Processing Heavy Crude. In: SPE OIL & GAS SHOW AND CONFERENCE, 2015, Kuwait.

ANDERSON, J. D. **Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications**. Mcgraw-Hill, 1995.

ANSYS Inc. **ANSYS CFX Solver Theory Guide**. Release 11.0, 2006.

ANSYS Inc. **ANSYS CFX Solver Theory Guide**. Release 14.0, 2011.

ARGILLIER, J. F.; HÉNAULT, I.; GATEAU, P.; HÉRAUD, J. P. Heavy-Oil Dilution. In: SPE INTERNATIONAL THERMAL OPERATIONS AND HEAVY OIL SYMPOSIUM, 2005, Canada.

BAZYLEVA, A.; HASAN, A.; FULEM, M.; BECERRA, M.; SHAW, J. Bitumen and heavy oil rheological properties: reconciliation with viscosity measurements. **Journal of Chemical Engineering Data**, v. 55, n. 3, p. 1389-1397, 2010.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Fenômenos de Transporte**. 2 ed. LTC, 2004.

BRYAN, J.; KANTZAS, A.; BADRY, R.; EMMERSON, J.; HANCSICSAK, T. In-situ Viscosity of Heavy Oil: Core and Log Calibrations. In: PETROLEUM SOCIETY'S 7th CANADIAN INTERNATIONAL PETROLEUM CONFERENCE, 2006, Canada.

CASTRO, L. V.; VÁSQUEZ, F. Fractionation and Characterization of Mexican Crude Oils. **Energy Fuels**, v. 23, p. 1603-1609, 2009.

ÇENGEL, Y. A. **Heat Transfer: A Practical Approach**. 2 ed. Texas: Mcgraw-Hill, 2002.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. Mcgraw-Hill, 2007.

DA CRUZ, S. F. R. **Modelagem matemática e simulação numérica da precipitação de carbonato de cálcio em condições de poço**. 2017. Dissertação (Mestrado em Energia) – Programa de Pós-Graduação em Energia, Universidade Federal do Espírito Santo, São Mateus, 2017.

DIAZ-BEJARANO, E.; PORSIN, A.; MACCHIETTO, S. Enhancing the flexibility of pipeline infrastructure to cope with heavy oils: Incremental thermal retrofit. **Applied Thermal Engineering**, 2016.

DICKEY, P. A. The First Oil Well. **Journal of Petroleum Technology**, p. 14-26, 1959.

ESCOJIDO, D.; URRIBARRI, O.; GONZALEZ, J. Part 1: Transportation of Heavy Crude Oil and Natural Bitumen. In: 13th WORLD PETROLEUM CONGRESS, 1991, Argentina.

FALUOMI, V.; ARCIPRETI, P. Pipeline Insulation Systems: State of Art and Design Methods. In: OFFSHORE MEDITERRANEAN CONFERENCE AND EXHIBITION, 2007, Italy.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8 ed. LTC, 2014.

GARCÍA, M. C. Paraffin Deposition in Oil Production. In: SPE INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON OILFIELD CHEMISTRY, 2001, Texas.

GHLOUM, E. F.; RASHED, A. M.; AL-ATTAR, M. A. Characteristics and Inversion Point of Heavy Crude Oil Emulsions in Kuwait. In: SPE OIL & GAS SHOW AND CONFERENCE, 2015, Bahrain.

GRIFFITH, P. Multiphase Flow in Pipes. **Journal of Petroleum Technology**, p. 361-367, 1984.

HART, A. A review of technologies for transporting heavy crude oil and bitumen via pipelines. **Journal of Petroleum Exploration and Production Technology**, 2013.

HASAN, S.; GHANNAM, M.; ESMAIL, N. Heavy crude oil viscosity reduction and rheology for pipeline transportation. **Fuel**, v. 89, p. 1095-1100, 2010.

HONG, K. C. Effects of Steam Quality and Injection Rate on Steamflood Performance. **SPE Reservoir Engineering**, p. 290-296, 1994.

HONGJUN, W.; FENG, M.; XIAO GUANG, T.; ZUODONG, L.; XINSHUN, Z.; ZHENZHEN, W.; DENGHUA, L.; BO, W.; YINFU, X.; LIUYAN, Y. Assesment of Global Unconventional Oil and Gas Resources. **Petroleum Exploration and Development**, v. 43, n. 6, p. 925-940, 2016.

HOSSAIN, M. S.; ZHANG, H. Q.; RHYNE, L.; GREENHILL, K. L. Assesment and Development of Heavy-Oil Viscosity Correlations. In: SPE INTERNATIONAL THERMAL OPERATIONS AND HEAVY OIL SYMPOSIUM, 2005, Canada.

HSE. **A Guide to the Pipelines Safety Regulations**. Health and Safety Executive, 1996.

IEA. **Key Oil Trends. Excerpt from: Oil Information**. International Energy Agency, 2016.

IEA. **Key world energy statistics**. International Energy Agency, 2017.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 6 ed. John Wiley & Sons, 2007.

JOHNSTON, R.; LAUZON, P.; PIERCE, J. Enhance the Flow and Reduce the Drag. **Hydrocarbon Engineering**, p. 89-92, 2008.

JONES, J. C. **Hydrocarbons: Physical Properties and their Relevance to Utilisation**. Jones & Ventus Publishing, 2010.

JUSTINIANO, M. R.; ROMERO, O. J. Mecanismos de redução de perda de carga no escoamento de óleos pesados em dutos terrestres. **Latin American Journal of Energy Research**, v. 4, n. 1, p. 30-40, 2017.

KANG, C.; JEPSON, W. P. Multiphase Flow Conditioning Using Drag-Reducing Agents. In: SPE ANNUAL TECHNICAL CONFERENCE AND EXHIBITION, 1999, Texas.

KERR, R.; GLEASON, B. D.; OLZICK, A.; DENZEL, B. A New Technique and Sensor for Determining Steam Quality Along a Wellbore. **GRC Transactions**, v. 39, p. 1079-1084, 2015.

KHAN, M. R. Rheological Properties of Heavy Oils and Heavy Oil Emulsions. **Energy Sources**, p. 385-391, 1996.

KOPPER, C.; DECOSTER, E.; GARCIA, A.; HUGGINS, C.; MINNER, L.; KUPSCH, N.; LINARES, L.; ROUGH, H.; WAITE, M. Heavy-Oil Reservoirs. **Oilfield Review**, p. 30-51, 2002.

LAGUMBAY, R. S.; VASILYEV, O. V.; HASELBACHER, A. Homogeneous Equilibrium Mixture Model for Simulation of Multiphase/Multicomponent Flows. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, 2007.

LARTER, S. R.; ADAMS, J.; GATES, I. D.; BENNET, B.; HUANG, H. The origin, Prediction and Impact of Oil Viscosity Heterogeneity on the Production Characteristics of Tar Sand and Heavy Oil Reservoirs. In: PETROLEUM SOCIETY'S 7th CANADIAN INTERNATIONAL PETROLEUM CONFERENCE, 2006, Canada.

MAITELLI, C. W. S. P. **Simulação do Escoamento monofásico em um Estágio de uma Bomba Centrífuga Utilizando Técnicas de Fluidodinâmica Computacional**. 2010. 183 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Petróleo, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2010.

MANNING, F. S.; THOMPSON, R. E. **Oilfield Processing of Petroleum, v. 2 - Crude Oil**. Tulsa : PennWell Publishing Company, 1995.

MARTÍNEZ-PALOU, R.; MOSQUEIRA, M.; ZAPATA-RENDÓN, B.; MAR-JUÁREZ, E.; BERNAL-HUICOCHEA, C.; CLAVEL-LÓPEZ, J.; ABURTO, J. Transportation of heavy and extra-heavy crude oil by pipeline: A review. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 75, p. 274-282, 2011.

MILLS, A. F. **Heat Transfer**. 2 ed. New Jersey: Prentice-Hall, 1998.

MOGENSEN, A. C. Emerging Technologies. **Journal of Canadian Petroleum Technology**, v. 43, n. 3, p. 47-51, 2004.

MOREAU, B. L. The Pipeline Transportation of Heavy Oils. **The Journal of Canadian Petroleum Technology**, p. 252-256, 1965.

MORGAN, D. R. Design and Execution of the Alison Horizontal Multilateral Project. In: SPE INTERNATIONAL CONFERENCE AND EXHIBITION, 1998, China.

NAJAF, A.; ALTARABULSI, K.; TAHA, A.; ALSARRAF, Z. Steam Injection Tracking System. In: SPE/IATMI OIL & GAS CONFERENCE AND EXHIBITION, 2015, Indonesia.

NÚÑEZ, G. A.; RIVAS, H. J.; JOSEPH, D. D. Drive to Produce Heavy Crudes Prompts Variety of Transportation Methods. **Oil & Gas Journal**, 1998.

PEDERSEN, K. S.; RONNINGSEN, H. O. Influence of Wax Inhibitors on Wax Appearance Temperature, Pour Point and Viscosity of Waxy Crude Oils. **Energy Fuels**, v. 17, p. 321-328, 2003.

PEREIRA, I. B.; RIBEIRO, D. C.; ROMERO, O. J. Three-Dimensional Modelling of Heat Transfer in Wellbore During Steam Injection Process. **Latin America Transactions**, v. 15, n. 4, p. 690-697, 2017.

PEREIRA, I. B.; SAAD, H. C.; ROMERO, O. J. Estudo da troca de calor em oleodutos terrestres. **Latin American Journal of Energy Research**, v. 1, p. 70-81, 2014.

PEREIRA, M. G.; CAMACHO, C. F.; FREITAS, M. A. V. The Renewable Energy Market in Brazil: Current Status and Potential. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 3786-3802, 2012.

PHAF, N.; SEITZ, T.; WOOD, C. Unconventional Oil and Gas: Unlocking Value Through Collaboration. **Journal of Petroleum Technology**, p. 20-23, 2013.

PHAM, S.; TRUONG, M.; PHAM, B. Flow Assurance in Subsea Pipeline Design for Transportation of Petroleum Products. **Open Journal Of Civil Engineering**, v. 7, p. 311-323, 2017.

POESIO, P.; STRAZZA, D. Experiments on Start-up of an Oil-in-water Core Annular Flow Through a Horizontal or Nearly Horizontal Pipe. **Multiphase Production Technology**, v. 13, p. 79-87, 2007.

POTISEK, S.; CAPALDO, K.; DERMODY, D.; MOGLIA, R.; ENDER, K. High Active Aqueous-Based Pour Point Depressants and Wax Inhibitors. In: SPE INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON OILFIELD CHEMISTRY, 2015, Texas.

RAMOS-PALLARES, R. F. **The Viscosity and Thermal Conductivity of Heavy Oils and Solvents**. 2017. 383 f. Thesis (Degree of Doctor) – Graduate Program in Chemical and Petroleum Engineering, University of Calgary, 2017.

RIBEIRO, J. M.; FRACALOSSO, R.; RIBEIRO, D. C.; PEREIRA, F. A. R.; ROMERO, O. J. Study of Turbulence and Heat Transfer in Concentric Annular. **Journal of Applied Fluid Mechanics**, 2018.

ROCHA, T. S.; COSTA, G. M. N.; EMBIRUÇU, M. Modelling Wax Appearance Temperature. In: SPE PETROLEUM ENGINEERING CONFERENCE, 2015, Equador.

RODRIGUEZ, M. R.; SUSLICK, S. B. An Overview of Brazilian Petroleum Exploration Lease Auctions. **TERRAE**, v. 6, p. 6-20, 2009.

ROSA, E. S. **Escoamento Multifásico Isotérmico: Modelos de Multifluidos e de Mmistura**. Porto Alegre: Bookman, 2012.

SANIERE, A.; HÉNAULT, I.; ARGILIER, J. F. Pipeline Transportation of Heavy Oils, a Strategic, Economic and Technological Challenge. **Oil & Gas Science and Technology**, v. 59, n. 5, p. 455-466, 2004.

SECCOMBE, J.; BONNIE, R. J. M.; SMITH, M.; AKKURT, R. Ranking Oil Viscosity in Heavy-Oil Reservoirs. In: SPE INTERNATIONAL THERMAL OPERATIONS AND HEAVY OIL SYMPOSIUM, 2005, Canada.

SEN, S.; GANGULY, S. Opportunities, Barriers and Issues with Renewable Energy Development – A Discussion. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 69, p. 1170-1181, 2017.

SHARMA, K.; SAXENA, V. K.; KUMAR, A.; GHILDIYAL, H. C.; ANURADHA, A.; SHARMA, N. D.; SHARMA, B. K.; DINESH, R. S. Pipeline Transportation of Heavy/Viscous Crude Oil as Water Continuous Emulsion in North Cambay Basin (India). In: SPE OIL AND GAS CONFERENCE AND EXHIBITION, 1998, India.

SINGH, B. R.; SINGH, O. Global Trends of Fossil Fuel Reserves and Climate Change in the 21st Century. **Fossil Fuel and the Environment**, 2012.

SOLDBERG, K. Heavy-Oil Challenges: Transport, Blending and Marketing. In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE, 2006, Texas.

SONNTAG, E. R.; BORGNACKE, C.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentals of Thermodynamics**. 6 ed. John Wiley & Sons, 2003.

SOYLEMEZ, M. S. Thermoecconomical Optimization of Double-Pipe Heat Exchanger for Waste Heat Recovery. **Journal of Thermophysics**, v. 18, n. 4, p. 559-563, 2004.

THOMAS, J. E. **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**. 2 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

URQUHART, R. D. Heavy Oil Transportation – Present and Future. In: TECHNICAL MEETING OF THE SOUTH SASKAT, 1985, Regina.

VAN DER HOEVEN, M. **Global energy trends: Focus on oil and gas**. International Energy Agency (IEA), International Seminar: “The Future of Energy”, Cidade do México, 2012.

WU, X.; WANG, K.; MI, L.; XIE, P.; KUN, K.; HAN, C. Study on the Heavy Oil Pipeline Heating Transportation in Fengcheng Oilfield. **ICPTT**, 2011.

XU, H. H.; OKAZAWA, N.; MOORE, R. G.; MEHTA, S. A.; LAURESHEN, C. J.; URSENBACH, M. G.; MALLORY, D. In Situ Upgrading of Heavy Oil. In: PETROLEUM SOCIETY’S CANADIAN INTERNATIONAL PETROLEUM CONFERENCE, 2000, Canada.