



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

APLICAÇÃO DE DUTOS SANDUÍCHE À EXPORTAÇÃO DE GÁS EM ÁGUAS ULTRA-PROFUNDAS

Cleferson Carlos Trajano Onias

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CURSO DE ENGENHARIA DE PETRÓLEO DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE INTEGRANTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO DE PETRÓLEO.

Orientador: Prof. Ilson Paranhos Pasqualno, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

Novembro de 2012

APLICAÇÃO DE DUTOS SANDUÍCHE À EXPORTAÇÃO DE GÁS EM ÁGUAS ULTRA-PROFUNDAS

Cleferson Carlos Trajano Onias

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA DE PETRÓLEO DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE INTEGRANTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO DE PETRÓLEO.

Aprovado por:

Prof. Ilson Paranhos Pasqualino, D.Sc.
(Orientador)

Prof. Murilo Augusto Vaz, D.Sc.
(Avaliador)

Eng. Daniel Francisco Maia Vasconcelos, Statoil.
(Avaliador)

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

Novembro de 2012

Carlos Trajano Onias, Cleferson

Aplicação de dutos sanduíche à exportação de gás em águas ultra-profundas. – Rio de Janeiro/ Escola Politécnica, 2012.

xiv, 109 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Ilson Paranhos Pasqualino D.Sc.

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/
Curso de Engenharia de Petróleo, 2012.

Referências Bibliográficas: p. 77-78.

1. Duto Sanduíche. 2. Tubos. 3. Pressão de Colapso.
4. Gasoduto. 5. Águas Profundas. I. Paranhos Pasqualino, Ilson. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia de Petróleo.
III. Título.

“Uma mente que se abre a uma nova idéia jamais retorna ao seu tamanho original”

Albert Einstein

Agradecimentos

Este trabalho eu dedico a toda minha família e amigos que sempre me apoiaram nos momentos mais difíceis. Agradeço à senhora Dona Maria por todo o empenho dedicado a mim nestes anos todos, gostaria que estivesse aqui neste momento.

A meu pai e mãe por todos os valores que me ajudaram a construir-me como a pessoa que sou hoje. Tenho muita sorte de ter pais tão fantásticos como vocês. A meu avô Edgar e minha avó Yêda pelo carinho e atenção. Jamais conseguirei retribuir-lhes tudo isto. A meus irmãos pela confiança que sempre depositaram em mim e as várias risadas que me fizeram dar.

Ao meu orientador Ison pela paciência e confiança em ajudar-me a tocar este projeto, imagino. Ao meu professor Theodoro pelo excelente curso de estruturas ministrado, foi muito difícil eu sei mais não teria entendido metade deste difícil tema sem a base de conhecimento que me foi dada em seu curso. A todos os meus professores em geral pela formação e à UFRJ simplesmente por ser o que é.

A todos os meus amigos e colegas de faculdade eu desejo muito boa sorte e agradeço do fundo do meu coração por ter esta oportunidade de conhecer pessoas brilhantes como todos vocês. Não haveria espaço para agradecer a todas as pessoas que foram importantes para isto neste momento, mas todos que não citei sabem o quanto são insubstituíveis para mim.

SUMÁRIO

NOMENCLATURA.....	VIII
LISTA DE FIGURAS	X
LISTA DE TABELAS.....	XII
RESUMO	XIII
ABSTRACT	XIV
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVO	1
1.2 METODOLOGIA.....	1
1.3 RESULTADOS ESPERADOS	3
2. DUTOS SUBMARINOS.....	3
2.1 DUTOS PAREDE SIMPLES	3
2.1.1. Pressão de Colapso.....	4
2.1.2. Pressão de Propagação	8
2.2 DUTOS PIPE-IN-PIPE.....	14
2.2.1. Pressão de Colapso e Propagação de Dutos Pipe-in-Pipe.....	15
2.2.2. Análise Numérico-Experimental de Dutos Pipe-in-Pipe.....	16
2.3 MÉTODOS DE LANÇAMENTO DE DUTOS	18
2.3.1. Método S-Lay	19
2.3.2. Método J-Lay.....	20
2.3.3. Método Reel-Lay	21
2.3.4. Método de Arraste Controlado	22
2.4 CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO DE DUTOS SIMPLES	24
2.4.1. Cálculo da Pressão de Colapso	24
2.4.2. Critérios de Seleção	25
2.4.3. Sobre a Pressão de Propagação	27
3. DUTOS SANDUÍCHE	28
3.1 PROCESSO DE FABRICAÇÃO	28
3.2 PRESSÃO DE COLAPSO	31
3.3 PRESSÃO DE PROPAGAÇÃO	36
3.4 MATERIAIS ANULARES	40
3.4.1 Parâmetros de Seleção	41
3.4.2 Efeito do Gradiente Térmico	43
3.4.3 Aplicação do Método de Análise.....	44

3.5 PRINCIPAIS REDUTORES DE PERFORMANCE	48
3.5.1 Efeito de Danos	49
3.5.2 Efeito do Gradiente Térmico	51
3.5.3 Efeito da Aderência	54
4. EXPOSIÇÃO DO CENÁRIO PRÁTICO.....	58
4.1 SOBRE O GASODUTO LULA-MEXILHÃO	58
4.2 PLANEJAMENTO DA ROTA.....	59
4.2.1 Limites do Gasoduto.....	59
4.2.2 Faixas de Lâminas d'água	60
4.2.3 Especificações Técnicas	61
5. DIMENSIONAMENTO DE DUTOS.....	63
5.1 DIMENSIONAMENTO DE DUTOS PAREDE SIMPLES.....	63
5.1.1 Cálculo de Espessura de Tubo	63
5.1.2 Seleção de Dutos Parede Simples.....	64
5.2 DIMENSIONAMENTO DE DUTOS SANDUÍCHE	65
5.2.1 Cálculo de Pressão de Colapso	65
5.2.2 Seleção da Geometria de Tubo.....	68
6. ESTUDO TÉCNICO E ECONÔMICO.....	70
6.1 ESTIMATIVA DE CUSTO DO EMPREENDIMENTO	70
6.2 CONSIDERAÇÕES FINAIS E COMPARAÇÃO	71
6.3 SUGESTÕES	73
7. CONCLUSÃO	75
8. REFERÊNCIAS	77
APÊNDICE A: CÁLCULOS DE PRESSÃO DE COLAPSO DE DUTO PAREDE SIMPLES PARA ESPESSURAS DE AÇO DIVERSAS	79
APÊNDICE B: CÁLCULOS DE PRESSÃO DE COLAPSO DE DUTO SANDUÍCHE DAS GEOMETRIAS ANALISADAS – ADESÃO PERFEITA	81
APÊNDICE C: CÁLCULOS DE PRESSÃO DE COLAPSO DE DUTO SANDUÍCHE DAS GEOMETRIAS ANALISADAS – ADESÃO PARCIAL	86
APÊNDICE D: DADOS DE ENTRADA PARCIAL.....	91

Nomenclatura

D	Diâmetro	[mm, in]
D_0	Diâmetro Médio Inicial.....	[mm, in]
D_S	Diâmetro de Bastão Maciço	[mm, in]
D_i	Diâmetro Interno	[mm, in]
L	Comprimento	[m]
t	Espessura	[mm, in]
t_0	Espessura Média Inicial	[mm, in]
t_i	Espessura do Tubo Interno	[mm, in]
t_e	Espessura do Tubo Externo	[mm, in]
t_a	Espessura Anular	[mm, in]
t_n	Tensão Normal no Adesivo	[MPa]
$t_{s,t}$	Tensão Cisalhante/Tangencial	[MPa]
E	Módulo de Elasticidade	[MPa, psi]
E'	Módulo Tangente Pós-Escoamento	[MPa, psi]
E_i	Módulo de Elasticidade do Adesivo i	[MPa, psi]
T	Tensão Axial	[MPa, psi]
P	Pressão	[MPa, psi]
P_C, P_{CO}	Pressão de Colapso	[MPa, psi]
P_I	Pressão de Iniciação	[MPa, psi]
P_{CT}	Pressão de Colapso Sobre Tração	[MPa, psi]
P_p, P_{pr}	Pressão de Propagação	[MPa, psi]
P_{PT}	Pressão de Propagação Sobre Tração	[MPa, psi]
P_{P2}	Pressão de Propagação de PIP	[MPa, psi]
P_{PS}	Pressão de Propagação de PIP com Bastão Maciço	[MPa, psi]
P_{sub}	Peso Submerso	[kg/m]
P_{tot}	Peso Total de Tubo	[kg/m]
P_S	Peso Métrico de Aço	[kg/m]
ν	Coefficiente de Poisson	[adimensional]
σ_0	Limite de Escoamento a 0,2% de offset	[MPa, psi]
σ_u	Tensão de Ruptura	[MPa, psi]
R	Raio de Tubo	[mm, in]
θ	Coordenada Polar Angular.....	[rad]
Δ_0	Ovalização Inicial	[%]
\mathcal{E}_0	Excentricidade Inicial	[%]
w_0	Deslocamento Radial Inicial	[mm, in]
u_0	Volume Inicial	[mm, in]
J_2	Teoria de Plasticidade Empregada	[NA]
α	Desvio do Comportamento Linear Elástico Pós-Tangente	[adimensional]
α_h	Máxima Razão de Escoamento por Tensão Permitido	[adimensional]
αf_{ab}	Coefficiente Específico de Processo de Fabricação	[adimensional]
α_{gw}	Fator de Perímetro de Solda	[adimensional]
P_{el}	Pressão de Flambagem Elástica	[MPa, psi]
α_i	Fator Peso	[adimensional]

P_{pl}	Pressão de Flambagem Plástica	[MPa, psi]
P_{min}	Pressão de corte mínima	[MPa]
f_o	Fator de Ovalização Inicial	[%]
ϵ_d	Carga Compressiva de Desing	[adimensional]
ϵ_i	Deformação Característica na Direção i	[adimensional]
γ_p	Fator de Efeito de Pressão	[adimensional]
γ_{SC}	Fator de Segurança para Resistência por Classe	[adimensional]
γ_E	Fator de Segurança Ambiental	[adimensional]
γ_m	Fator de Resistência do material.....	[adimensional]
γ_ϵ	Fator de resistência à deformação.....	[adimensional]
γ	Índice de Performance	[adimensional]
γ'	Índice de Performance sem Custo	[adimensional]
C	Custo Marginal	[USD/kg]
ρ	Densidade	[kg/m, kg/m ³]
β	Parâmetro de Imperfeição Radial	[adimensional]
β_i	Propriedade Normalizada	[%]
d	Deslocamento de Dano	[mm, in]
h	Coefficiente de Convecção	[W/m ² .K]
k_i	Coefficiente de Condução do Material i	[W/m.K]
Nu_D	Número de Nusselt Tubular	[adimensional]
Re_D	Número de Reynolds Tubular	[adimensional]
Pr	Número de Prandtl	[adimensional]
r_i	Raio da Camada i	[mm, in]
R_{tot}	Resistência Térmica	[K/W]
T_{ext}	Temperatura do Meio Externo	[°C]
T_{fluido}	Temperatura do Fluido Conduzido	[°C]
δ_i	Separação Característica na Direção i	[mm]
T_o	Espessura Constitutiva Inicial	[mm]
K_i	Rigidez da Interface	[MPa/mm]
D_{am}	Variável de Dano	[adimensional]

Lista de Figuras

- Figura 2.1 Resposta Pressão-Deflexão para tubos sobre pressão
- Figura 2.2 Resposta pressão-deformação para diferentes geometrias iniciais
- Figura 2.3 Evolução do colapso após o primeiro contato entre as paredes do tubo
- Figura 2.4 Perfil de propagação de colapso
- Figura 2.5 Propagação quase-estática de flambagem de DPS
- Figura 2.6 Histórico de pressões típico de um experimento de carregamento hidrostático seguido de aplicação de tensão axial
- Figura 2.7 Pressão de propagação e de colapso medidos contra a relação D/t para dois valores de tensão axial
- Figura 2.8 Comparação de propagação de colapso medida para tubos de aço inox em diversas geometrias.
- Figura 2.9 Vista frontal de um duto Pipe-in-Pipe típico.
- Figura 2.10 Vistas frontal e lateral de PIP com indução de dano.
- Figura 2.11 Tubo PIP após propagação de colapso.
- Figura 2.12 Esquema de lançamento S-Lay[27].
- Figura 2.13 Esquema de lançamento J-Lay[27].
- Figura 2.14 Esquema de lançamento Reel-Lay em configuração próxima ao “S”[27].
- Figura 2.15 Esquema de lançamento Reel-Lay em configuração próxima ao “J”[27].
- Figura 2.16 Seqüência de lançamento por arraste controlado[27].
- Figura 2.17 Seqüência de lançamento por arraste controlado[27].
- Figura 3.1 Um exemplar de duto sanduíche utilizado nos modelos de baixa escala.
- Figura 3.2 Esquema de fabricação de um Duto Sanduíche com cimento.
- Figura 3.3 Esquema de fabricação de um Duto Sanduíche com Polipropileno.
- Figura 3.4 Diagramas Tensão x Deformação para PP e CMT.
- Figura 3.5 Resposta Pressão x Deformação Circunferencial registrada no teste em quatro pontos diametralmente opostos.

- Figura 3.6 Refinamento de malha proposto por Netto [16].
- Figura 3.7 Envelopes Pressão x Curvatura típicos [18] para dutos sanduíche.
- Figura 3.8 Esquema experimental da pressurização na câmara [19].
- Figura 3.9 Típica malha em MEF [20].
- Figura 3.10 Gráfico de resposta $P \times t$ para o fenômeno de propagação em duto sanduíche.
- Figura 3.11 Comparação entre índices de performance para vários materiais anulares.
- Figura 3.12 Comparação entre índices de performance para vários materiais anulares desconsiderando o custo.
- Figura 3.13 Comparação entre índices de performance encontrados na literatura [22] e calculados pelo autor.
- Figura 3.14 Comparação entre índices de performance encontrados na literatura [22] e calculados pelo autor. Custo é desconsiderado.
- Figura 3.15 Malha de DS sendo danificado por um indentador em deslocamento vertical [24]. Destaque para o maior refinamento nas proximidades de contato.
- Figura 3.16 Corte transversal esquemático de um tubo de 3 paredes compostas.
- Figura 3.17 Esquema de corpo de teste de ensaio de aderência por cisalhamento puro.
- Figura 3.18 Comparação de pressões de colapso contra força adesiva para dois modelos de simulação [26].
- Figura 4.1 Esquema ilustrativo do gasoduto Lula-Mexilhão [29].
- Figura 4.2 Na esquerda, a plataforma fixa PMXL-1 de Mexilhão, à direita, o FPSO Cidade de Angra dos Reis do bloco BM-S-11.
- Figura 4.3 Desenho esquemático de rotas de tubos tomando como base o mapa [31].
- Figura 5.1 Curva de Pressão de Colapso (Pa) contra a espessura (pol).
- Figura 5.2 Pressões de Colapso calculadas para os tubos em estudo. t_a (mm) x P_c (MPa)
- Figura 5.3 Pressões de Colapso calculadas para os tubos em estudo com a consideração de adesão parcial. t_a (mm) x P_c (MPa)
- Figura 6.1 Representação gráfica das tensões de Mises $t_{aço}=12,70\text{mm}$ e $t_a=29,91$ mm. Anular de PP.
- Figura 6.2 Representação gráfica das tensões de Mises $t_{aço}=12,70\text{mm}$ e $t_a=29,91$ mm. Anular de PEEK.

Lista de Tabelas

- Tabela 2.1 Tabela de fatores de segurança utilizados na análise DNV.
- Tabela 3.1 Tabela comparativa de pressão de colapso para diferentes geometrias de DS.
- Tabela 3.2 Resultados experimentais e teóricos para 4 modelos de tubos [19, 20].
- Tabela 3.3 Matriz de decisão por lógica digital.
- Tabela 3.4 Propriedades normalizadas para 8 diferentes alternativas poliméricas [22] .
- Tabela 3.5 Distribuição de pesos para as propriedades excluindo-se o fator de custo.
- Tabela 3.6 Resultados de modelo numérico para pressão de colapso [22].
- Tabela 4.1 Coordenadas das UEP dos campos em estudo [30].
- Tabela 4.2 Faixas de profundidades e respectivos comprimentos de tubulação de projeto.
- Tabela 5.1 Propriedades do aço X-60 conforme norma API SPEC 5L.
- Tabela 5.2 Resultados dos cálculos de espessuras mínimas de tubo para cada faixa de profundidades.
- Tabela 5.3 Resultados da análise de custo do gasoduto Lula-Mexilhão.
- Tabela 5.4 Tabela de custo e geometrias escolhidas para a tubulação em duto sanduíche. Considera-se Adesão Perfeita.
- Tabela 5.5 Tabela de custo e geometrias escolhidas para a tubulação em duto sanduíche. Considera-se Adesão Parcial.
- Tabela 6.1 Estimativa de custo de instalação dos principais equipamentos Subsea.
- Tabela 6.2 Custo Estimado de cada cenário proposto.
- Tabela 6.3 Relações de peso submerso para cada situação.
- Tabela 6.4 Estimativa de coeficiente global de troca térmica e relação proporcional em relação ao tubo DPS.

Resumo

A exploração de óleo e gás no âmbito nacional se move cada vez mais para águas profundas. Dia a após dia se requer da engenharia soluções competitivas para desenvolvimento da indústria. Dutos parede simples embora sejam largamente aceitos, não mais conseguem sanar os gargalos recorrentes das necessidades crescentes por melhor desempenho térmico e estrutural. Neste contexto, é proposto um novo conceito: Dutos Sanduíche.

Dutos Sanduíche são materiais compósitos multicamadas e, sua constituição típica se assemelha aos dutos PIP, dois dutos metálicos concêntricos separados por um espaço anular. Porém, ao invés de um anular vazio ou preenchido por fluidos, dutos sanduíche possuem em seu anular algum material estrutural. Tal material não pode ser arbitrário e possui a função de combinar as resistências mecânicas dos dois dutos metálicos e oferecer isolamento térmico adequado à estrutura.

No capítulo 1 introduzimos a metodologia e o objetivo proposto nesta obra, em seguida, revisamos todos os aspectos relevantes sobre dutos parede simples. Introduzimos o conceito de pressão de colapso e de propagação, e os métodos mais comuns de previsão de seus valores. Falamos também brevemente do conceito de tubos Pipe-in-Pipe e as principais limitações que levaram ao surgimento do conceito aqui estudado. Apresentamos também os métodos de lançamento mais comuns e encerramos com a apresentação da metodologia de dimensionamento de tubos simples aqui empregada. Já no capítulo 3 apresentamos o conceito em duto sanduíche de forma geral, envolvendo todos os seus aspectos mais relevantes, fabricação, seleção de materiais, e pressões críticas serão abordados. Em seguida apresentando o caso prático estudado do gasoduto Lula-Mexilhão, e dimensionaremos tubulações nos dois conceitos para este cenário no capítulo 5. Concluiremos em seguida com um estudo técnico, devidas considerações sobre o tema.

Abstract

The exploration of oil & gas in Brazilian ambit moves straight forward to deep waters. Day by day it is required from engineering the development of competitive solutions for the industry profit. Single wall pipes are largely accepted but they are not suitable to attend to the growing needs for good thermal insulation and structural performance. In this context it is proposed here a new concept: Sandwich Pipes.

Sandwich Pipes are composite multi-layer materials and its construction resembles to that of pipe in pipe tubes, two concentric metallic pipes separated for an annulus. However, in place of an empty annulus or filled with insulative fluids, sandwich pipes have structural material in that. This material can't be an arbitrary one, it carries the role to combine the mechanical resistance of the two metallic tubes while ensures a good thermal insulation.

In chapter 1 we introduce the proposed methodology and objective, next, we revised all the relevant aspects about single wall pipes. We present the concept of collapse and propagation pressure and the common methods for calculating its values. We briefly describe the pipe in pipe concept commenting its main limitations that led to the development of the concept studied here. Chapter 3 is entirely to present the sandwich pipe concept of a general manner we talk about all the relevant aspect of these tubes like, manufacturing process, materials selection and critical pressure. Then we show up a case study of the pipeline Lula-Mexilhão, and design the line for two concepts, single wall pipes and sandwich pipes, in chapter 5. Finally we conclude with a technical study, and the last considerations about this theme.

1. Introdução

A indústria do petróleo é um setor cada vez mais crescente no Brasil principalmente na última década e, mesmo com a constante busca por fontes de energia alternativas não há indícios de redução no consumo de hidrocarbonetos em previsões de longo prazo. Embora aja este aspecto crescente é inegável que muitas das reservas existentes já foram produzidas. Algumas empresas admitem que o “óleo fácil” já foi explorado e concentram seus esforços em inovações tecnológicas de forma a terem capacidade de operar em ambientes cada vez mais hostis.

No cenário brasileiro o setor offshore concentra as maiores atenções da indústria nas Bacias Sedimentares de Campos, Santos e Espírito Santo principalmente e, é neste ambiente que se concentra as maiores acumulações de óleo em todo território nacional. Ao longo dos anos a exploração foi se movendo para águas cada vez mais profundas à medida que novas tecnologias foram permitindo tal avanço. Entretanto, nos últimos anos com a descoberta dos grandes campos do pré-sal, todo o cenário de produção de hidrocarbonetos tende a sofrer uma brusca mudança. Se por um lado os reservatórios do pré-sal guardam acumulações de óleo gigantescas e de boa qualidade, por outro se encontram em águas de grande lâmina d’água e sob espessas camadas de sedimentos e evaporitos. Garantir competitividade e desenvolvimento do setor petrolífero nacional demanda a exploração de tais campos, e para tal é necessário maiores investimentos em novas tecnologias.

Este trabalho busca comparar a nova concepção em Dutos Sanduíche contra a concepção convencional em Dutos Parede Simples como solução viável à exportação de gás em águas ultra-profundas. Serão primeiramente abordados os aspectos fundamentais acerca de Dutos Simples, como seus parâmetros estruturais, metodologia de instalação, dimensionamento e principais gargalos em sua aplicação. Em seguida apresentaremos a concepção de Dutos Sanduíche abordando todas as suas características. Em seguida simularemos um cenário prático que será comparado com o emprego do tradicional Duto Parede Simples.

1.1 Objetivo

Este trabalho visa fazer uma análise quantitativa da concepção de Duto Sanduíche como solução viável à aplicação em exportação de gás em águas ultra-profundas. Desejamos aqui, julgar qual seria a sua aplicabilidade e que tipo de vantagens poderia trazer em relação aos dutos convencionais. Buscaremos entender inicialmente os aspectos estruturais relevantes aos demais Dutos Parede Simples e Pipe-in-Pipe, de modo a compreendermos melhor as características dos dutos tipo sanduíche

1.2 Metodologia

A metodologia aqui empregada buscará contar com a vasta oferta de material e dados presente na literatura especializada acerca de tubos. Usualmente lançaremos mão de dados obtidos em experimentos realizados no núcleo de pesquisa do Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS - COPPE UFRJ). No processo de dimensionamento dos tubos serão utilizados os crité-

rios internacionais mais empregados na indústria (DNV, MELOSH), enquanto que para o Duto Sanduíche usaremos de simulações computacionais em rotinas do ABAQUS 6.10-1.

1.3 Resultados Esperados

Como resultado objetivamos chegar a uma análise imparcial e concisa sobre a aplicabilidade de dutos sanduíche a exportação de gás em águas ultra-profundas. Tais resultados buscarão determinar se tal nova concepção é de fato a solução para aplicações que requerem um alto grau de segurança e desempenho, ou se é necessário um amadurecimento de outra idéia. Alternativamente pode ser estudada a aplicação híbrida de concepção em duto sanduíche para trechos de grandes profundidades, onde se requeira desempenho ótimo e da concepção parede simples para trechos onde os riscos sejam mais baixos.

2. Revisão Bibliográfica

2.1 Dutos Simples

Conforme fora supracitado a indústria de petróleo se move cada vez para águas mais profundas. Essa tendência sinaliza não somente uma maior lâmina d'água como também a combinação de grandes distâncias em relação à costa e mega reservatórios de alta acumulação de hidrocarbonetos. Neste contexto muito embora boa parte da malha logística de transporte do óleo produzido seja dividida com navios-tanque em operação através de operações de offloading, o transporte por dutos ainda constitui a alternativa de menor custo a longo prazo.

Tubos parede simples ainda configuram a maior parcela da malha submarina offshore o cenário atual e vasto são os estudos disponíveis na literatura acerca de seu comportamento e aplicabilidade. Os Dutos Parede Simples (DPS), consistem em elemento estrutural em forma de uma casca longa cilíndrica de parede metálica. Os materiais mais comuns encontrados no mercado são o aço carbono de vários tipos, aço inoxidável (*Stainless Steel* – SS) e alumínio. Tais dutos são projetados para resistir às altas pressões do ambiente externo uma vez que esta geralmente é maior que a pressão de bombeio. Dutos Simples são projetados independentemente da pressão interna segundo a norma DNV [3] uma vez que supõe-se que os dutos deverão passar por períodos de depressurização em sua vida útil quando forem feitas manutenções ou reparos por exemplo. Quanto maior a pressão externa ao qual o duto está submetido menores relações diâmetro por espessura (D/t) são requeridas, ou seja, tubos com paredes mais grossas. Isto requer não somente maior peso em aço como um processo de fabricação mais sofisticado, além de implicar em maiores custos de instalação e transporte dos mesmos.

A exploração de óleo em ambientes cada vez mais hostis é inevitável o que requer maior especificação tubos utilizados não somente em relação à sua razão D/t como também o emprego de materiais de melhor desempenho quando possível. Tais manobras requerem altos custos conforme fora mencionado o que nos sugere que menores fatores de segurança sejam empregados de modo evitar hiper-dimensionamentos. Para tal é necessário métodos cada vez mais sofisticados de previsão do comportamento dinâmico dos DPSs.

Neste capítulo, focaremos em abordar os aspectos mais relevantes do comportamento dinâmico de Dutos Parede Simples. Buscaremos verificar os métodos disponíveis na literatura para previsão de Pressão de Colapso e Pressão de Propagação bem como os fatores mais influentes nestes fenômenos. Em seguida buscaremos estudar o dimensionamento de um duto DPS para uma lâmina d'água arbitrária. Lembramos que os dutos aqui estudados são projetados para resistir à carga estática da pressão externa do ambiente submarino, estando o duto submetido a cargas dinâmicas unicamente em seu processo de instalação.

Tal estudo do caso mais simples de dutos submarinos visa fornecer uma base didática para melhor compreensão do comportamento dos Dutos Sanduíche, o objetivo principal deste trabalho.

2.1.1 Pressão de Colapso

O comportamento de cilindros submetidos à pressão externa possui uma importância especial na indústria de petróleo em diversas aplicações, e.g., condução de hidrocarbonetos em pipelines e flowlines, revestimentos, tubos de perfuração. Recentemente, tais materiais ganharam atenção especial da indústria nuclear devido a sua aplicação a reatores de pequeno e médio porte [5]. Como podemos notar os tubos são submetidos a toda sorte de esforços combinados durante sua vida útil, tais características e sua resposta devem ser conhecidas em projeto. É uma tendência natural como estratégia de otimização buscar utilizar tubos com paredes tão finas quanto possível para reduzir peso excessivo e minimizar os custos com materiais de construção. No caso da indústria de petróleo, o peso excessivo surge como um fator amplificador de custo considerável dos processos de instalação. Tais fatores fomentam o desenvolvimento de métodos mais robustos de determinação do comportamento mecânico de dutos e de previsão da pressão de colapso.

Dutos são feitos tipicamente de metais de diversos tipos com tensões de escoamento variando de 276-448 MPa para pipelines e risers e 483-690 MPa para revestimentos [2]. As estruturas de interesse aqui possuem relação D/t variando entre 70 e 10, com os pipelines figurando os valores intermediários. A flambagem e colapso de tubos são fenômenos preocupantes e devem ser sempre evitados em projeto uma vez que pode comprometer a integridade do material e da operação. Além da relação de diâmetro-espessura podemos citar como parâmetros importantes no comportamento do tubo, o seu módulo de elasticidade, módulo tangente, comprimento, imperfeições iniciais etc. Para diferentes combinações destes parâmetros geométricos e constitutivos do material a flambagem pode ocorrer em regime elástico ou plástico. A maior pressão que um tubo circular ou aproximadamente circular pode sustentar seu padrão usual de equilíbrio é a pressão de flambagem (P_c) ou colapso (P_{co}) [2].

Yeh e Kyriakides [1] propuseram um estudo esquemático de três combinações destes parâmetros evidenciando alguns tipos de instabilidade estrutural que pode surgir em dutos simples. Na Figura 2.1 temos o efeito de deflexão de tubos de diferentes geometrias mediante um acréscimo *quasi-estático* de pressão. Em (a) temos um exemplar de tubo de um alto valor de relação D/t , neste caso tanto as fases pré e pós flambagem ocorrem em regime linear elástico. Notamos que à medida que se desenvolve o carregamento o tubo se deforma uniformemente até que se inicie o processo de flambagem. Para o caso de uma geometria perfeita a resposta pós-flambagem apresenta um padrão de flambagem que continuamente se ovaliza com o acréscimo de pressão. Seja o tubo geometricamente perfeito e esbelto (alto valor D/t), a pressão de flambagem pode ser calculada pelo resultado clássico conforme proposto por Timoshenko [6] através da equação (1).

$$P_c = \frac{2E}{(1 - \nu^2)} \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad (1)$$

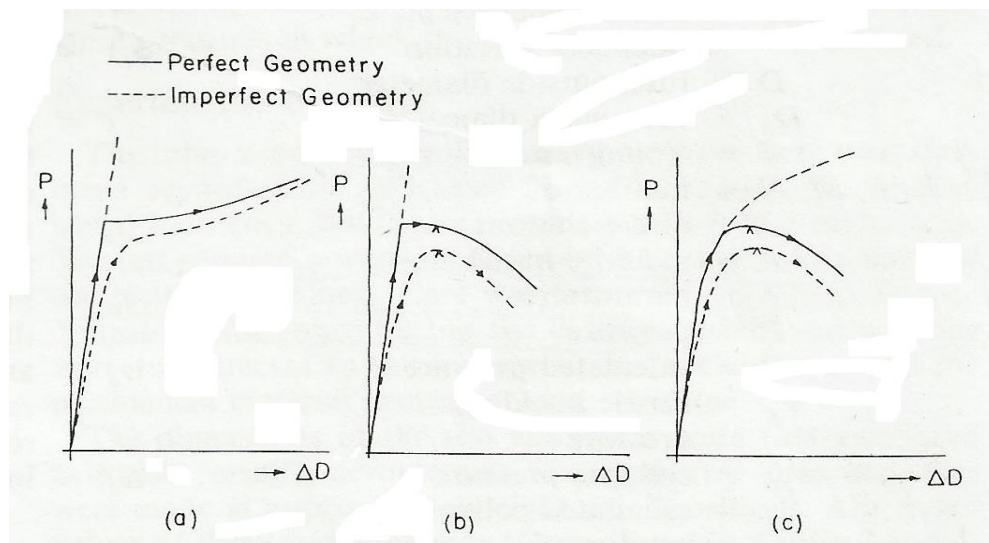


Figura 2.1 Resposta Pressão-Deflexão para tubos sobre pressão externa - (a) flambagem elástica (alto D/t); (b) flambagem elástica seguida por colapso (D/t intermediário); (c) flambagem plástica seguida por colapso (baixo D/t) [1].

Como a flambagem ocorre elasticamente, estes tubos recuperam seu volume inicial após o descarregamento.

Na presença de imperfeições iniciais como, e.g., ovalização inicial e excentricidade, a resposta não apresenta a bifurcação evidenciada na figura 2.1 (a). Entretanto observamos que para pressões acima de P_c , cf., o padrão de deformação é bastante similar ao caso de geometria perfeita embora os níveis de pressão sejam mais baixos. Tanto o caso de geometria perfeita quanto o de imperfeita apresentam uma inclinação positiva em suas respostas ao carregamento, indicando que estes dutos esbeltos não experimentam colapso catastrófico até que a pressão externa tenha substancialmente superado P_c .

Para um tubo com valores intermediários de D/t (Figura 2.1) e de geometria perfeita, temos novamente uma bifurcação elástica. Porém, devido a maior espessura da parede, efeitos combinados de flexão e esforços de membrana na direção circunferencial crescem rapidamente após a bifurcação. Deste modo, o material acaba escoando e atingindo uma pressão limite seguida por uma brusca queda de pressão. Para uma geometria imperfeita o tubo desenvolve um carregamento limite que é menor que P_c e bastante sensível a imperfeições. Timoshenko em [6] propôs a equação (23) através da qual é possível calcular essa pressão de carregamento limite com precisão de engenharia. Como consequência, estes dutos irão experimentar colapso catastrófico em um ambiente cuja pressão externa seja maior do que a pressão limite de carga, comprometendo a integridade da tubulação.

Finalmente em (c) temos uma tubo de baixo valor D/t , tipicamente revestimentos e drillpipes. Tais tubos são projetados para suportar severos carregamentos e esforços combinados. Uma vez que é necessária uma pressão maior para alterar o estado de equilíbrio dessas estruturas levando-as ao colapso, a mesma ocorre em níveis mais altos de tensão para os quais o comportamento linear elástico não é mais presente. Como consequência, dutos de paredes mais espessas flambam em regime plástico conforme podemos ver na figura. No caso idealizado de geometria perfeita, a bifurcação é seguida por um carregamento limite a partir do qual a pres-

são cai de maneira drástica com a crescente deformação. Assim como no caso (b), a resposta do tubo de geometria imperfeita é caracterizado por um carregamento limite que é sensível a tais imperfeições. A relação D/t que separa a flambagem elástica da plástica pela abordagem clássica é dada pela equação (2) in infra

$$\frac{D_o}{t} |_{cr} = \left[\frac{E}{(1 - \nu^2)\sigma_o} \right]^{1/2} \quad (2)$$

Os casos de interesse aqui neste texto são os casos (b) e (c), i.e., tubos de espessura de parede moderadas a altas, tais relações D/t são as mais comuns aplicáveis a tubulações offshore. O desempenho dessas duas classes é dependente não somente dos parâmetros constitutivos do material como também é fortemente influenciada pelas imperfeições iniciais. Yeh e Kyriakides em [7] estudaram a sensibilidade da pressão de colapso a esses parâmetros através de combinação de estudos analíticos e experimentais. Tais classes de dutos não podem mais ser calculadas utilizando a abordagem clássica em virtude da gama de variáveis que passam a se tornar relevantes à solução do problema. As deformações plásticas experimentadas por tais dutos não são totalmente recuperáveis com o descarregamento e podem comprometer a tubulação levando a propagação de colapso ou mesmo à ruptura do material. É notável a necessidade de métodos precisos de calcular a pressão de colapso destes tubos com precisão bem como quantificar a influência de demais parâmetros.

Ainda em [7] Kyriakides *et al* demonstraram através de estudos analíticos e experimentais que a presença de imperfeições iniciais pode reduzir drasticamente a pressão de colapso. Outros fatores como tensão residual, variação de espessura de parede, inconsistências nas propriedades materiais também podem influir em diferentes intensidades no comportamento mecânico da estrutura [1]. Devido ao grande número de variáveis atuando no problema em diferentes níveis, a formulação uma solução em forma fechada para o mesmo se torna impraticável. Diversas soluções analíticas foram propostas na literatura, mas à medida que aumenta a complexidade do problema tais soluções perdem o seu interesse prático. Uma tendência natural na mecânica estrutural é a simulação numérica do comportamento do tubo e, atualmente a formulação em elementos é quase uma unanimidade entre engenheiros estruturais.

O Método dos Elementos Finito (MEF) foi primeiramente desenvolvido para tratar problemas de resistência dos materiais com ênfase na determinação dos deslocamentos de grandes estruturas e na determinação de estados de tensão complexos que não podiam ser analisados com ferramentas analíticas da teoria de elasticidade. O método evoluiu muito até hoje principalmente devido ao surgimento dos computadores de ultima geração que permitem a solução de problemas complexos de maneira relativamente rápida e de precisão satisfatória. A formulação do MEF consiste na resolução de uma equação diferencial de maneira aproximada na sua forma variacional (forma fraca). A equação diferencial é rearranjada na forma integral e seu domínio discretizado em elementos resultando em uma malha de n pontos nodais onde o valor das variáveis e das funções é representado por funções de interpolação arbitrárias. A formulação em elementos resulta em um extenso sistema de equações tão maior quanto mais “fina” for a discretização do espaço [9]. Muitos são os pacotes computacionais encontrados no mercado que oferecem um vasto arsenal de abordagem em MEF para as mais diversas áreas da

engenharia. Neste trabalho, os resultados numéricos utilizados são advindos de simulações feitas no programa ABAQUS 6.11, largamente utilizado no núcleo de pesquisas do LTS/COPPE.

É importante salientar que uma perfeita representação teórica do comportamento do tubo requer um procedimento adequado de medição dos parâmetros do material bem como a existência de tensões residuais. Tensões residuais possuem a característica de provocar uma redução na pressão de colapso e a extensão de seus efeitos depende fortemente da relação D/t . Seria também interessante o desenvolvimento de um estudo sobre os efeitos das tensões residuais nas anisotropias inelásticas medidas.

Kyriakides *et al.* em [1,7] resolveu numericamente o problema de pressão de colapso de dutos simples para simular o comportamento sobre carregamento hidrostático de quatro espécies de tubos de diferentes geometrias. Os tubos usados no teste possuem comprimentos variando entre 9 a 10 diâmetros externos e foi escolhido este comprimento de modo a evitar os efeitos das extremidades no comportamento do DPS. O procedimento de solução pode ser encontrado detalhadamente em [7] que consistiu de uma formulação 2D geométrica e constitutivamente não-linear. As relações constitutivas utilizadas em seu modelo foram baseadas na teoria de fluxo J_2 com encruamento isotrópico, as anisotropias foram representadas pela equação (17) encontrada em [1]. Yeh e Kyriakides lançaram mão de uma representação bi-dimensional (x,θ) das relações constitutivas de modo que podemos assumir a simplificação de estado plano de deformações, força axial nula ou carregamento hidrostático [1]. Como consequência os resultados obtidos correspondem à hipótese de tubo em estado de deformações planas. As deformações iniciais podem ser representadas pelas equações definidas abaixo.

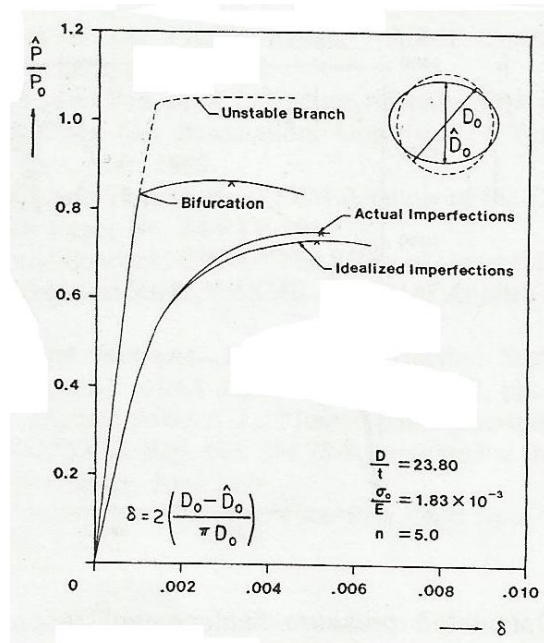


Figura 2.2 Resposta pressão-deformação para diferentes geometrias iniciais [1].

A equação (3) *in infra* é a definição de ovalização inicial e representa um parâmetro largamente empregado no decorrer deste trabalho bem como a excentricidade inicial definida por (4)

$$\Delta_o = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{D_{\max} + D_{\min}} \quad (3)$$

$$\Xi_o = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{t_{\max} + t_{\min}} \quad (4)$$

Ambos os parâmetros são calculados a partir dos valores máximos e mínimos para diâmetro e espessura respectivamente. A ovalização inicial foi idealizada a partir da equação (5)

$$\frac{w_o(\theta)}{\bar{R}} = \Delta_o \cos 2\theta \quad (5)$$

De forma análoga, definimos um perfil de excentricidade uniforme em (6)

$$\frac{\Delta t(\theta)}{t} = -\Xi_o \sin \theta \quad (6)$$

Tais definições serão deveras importantes no estudo de Dutos Sanduíche a seguir.

Uma abordagem mais robusta deve envolver a variação axial das propriedades bem como uma representação adequada das imperfeições iniciais. A redução dos dados em séries harmônicas conforme o esquema de Arbocz e Babcock [8], foi empregada por Yeh e Kyriakides [1,7] para sanar este gargalo. Os resultados experimentais foram utilizados para calcular os coeficientes de Fourier do modelo e conseguiram representar adequadamente as imperfeições iniciais. Embora esta abordagem tenha acrescentado uma dificuldade computacional significativa ao modelo, uma concordância experimental significativa foi obtida da ordem de menos de 5%.

2.1.2 Pressão de Propagação

Sabemos que a pressão de colapso pode ser significativamente reduzida na presença de imperfeições iniciais ou danos. Além disso, o processo de lançamento e instalação de dutos submete-o a deformações de torção que podem vir a induzir um quadro de deformações plásticas aumentando tensões residuais e a ovalização do mesmo. O colapso surge a princípio como uma bifurcação local ao longo do duto. Entretanto, esta bifurcação pode avançar pelo tubo através do que chamado *colapso propagante* devido à continuidade do carregamento hidrostático externo. A propagação pode seguir a altas velocidades ao longo da estrutura fletindo-a de modo a comprometer toda estrutura. Uma vez iniciado, o colapso apenas pára se encontrar um obstáculo físico que ofereça lhe resistência ou se a frente de flambagem atinge uma região onde a pressão externa é menor do que a pressão de propagação.

Duas condições são necessárias para o desenvolvimento da propagação do colapso:

1. O tubo deve submetido a uma pressão externa suficiente alta e, maior que a pressão de colapso;

2. O colapso ou flambagem deve ter sido previamente iniciado em algum ponto ao longo da estrutura

Definimos a *pressão de propagação de colapso* como a menor pressão para a qual um colapso ou flambagem já iniciado pode se propagar [2]. A propagação de um colapso pode iniciar a qualquer pressão entre $P_p \leq P \leq P_c$. Normalmente para tubos DPS os valores da pressão de propagação flutuam entre 12 e 33% da pressão de colapso do mesmo. É plausível supor que defeitos locais podem ter magnitude suficiente para reduzir valores pontuais da pressão de colapso para a ordem de grandeza de P_p . Podemos dizer então, que um colapso que se inicia em ambiente externo a pressão constante (o leito marinho, por exemplo) onde a $P > P_p$ irá acarretar em rápida propagação. Por outro lado, se o colapso é iniciado na própria pressão de propagação, ele irá se mover de maneira quase-estática. Para mais cenários onde pode ser evidenciados colapso e propagação na prática vid. [10].

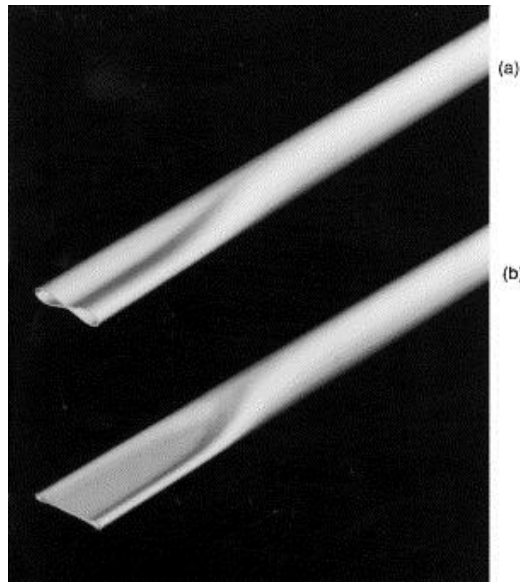


Figura 2.3 Evolução do colapso após o primeiro contato entre as paredes do tubo [2].

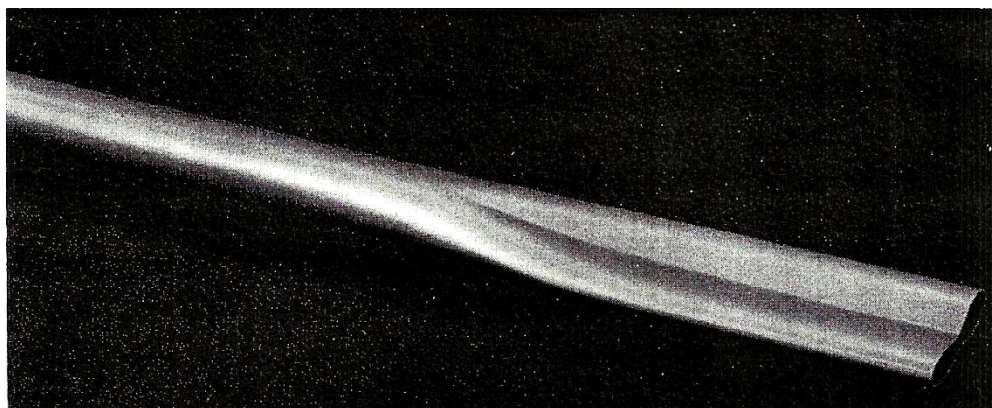


Figura 2.4 Perfil de propagação de colapso [2].

A propagação de colapso em um duto é um processo tri-dimensional em essência e é complicado por não-linearidades nas deformações, do material e dos contatos. Entretanto, com as ferramentas numéricas modernas a simulação de tais problemas se mostra bastante viável e,

muito embora em alguns casos seja uma tarefa computacionalmente intensa, a imposição de restrições de domínio devido a simetrias torna os cálculos mais rápidos. Em design de tubos a pressão de colapso e de propagação são parâmetros relevantes em termos de projeto, bem como a curvatura crítica e a carga axial limite. Ainda mais relevante que estas, é a espessura de parede mínima t que garanta aplicabilidade e viabilidade econômica ao projeto mediante a atribuição de fatores de segurança adequados. Métodos simples de previsão destes parâmetros críticos possuem sempre importância considerável do ponto de vista da engenharia, porém o preço que se paga por tal simplicidade é a baixa confiabilidade dos resultados.

Kiryakides e Babcock propuseram um experimento para medição da pressão de propagação em vaso de pressão que pode ser encontrado de maneira resumida em [2].

A figura 2.5 mostra uma seqüência estacionária de propagação de colapso vista em perfil lateral. O comprimento da seção colapsada do duto varia com os parâmetros geométricos, o comprimento e as propriedades do material.

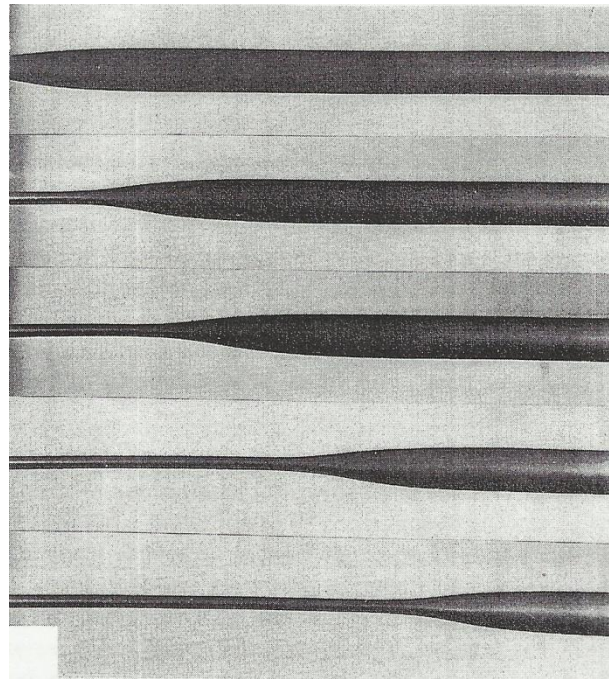


Figura 2.5 Propagação quase-estática de flambagem de DPS [2]

O fenômeno de propagação de colapso geralmente se inicia na prática, na seção ao longo do duto onde por alguma razão tenha-se reduzido a resistência ao colapso. Dentições provocadas por choques, redução de espessura devido à corrosão ou erosão e imperfeições geométricas acentuadas em algum ponto são exemplos de fatores que podem acarretar na resistência local ao colapso. Kiryakides *et al.* demonstrou que mesmo para tubos offshore geometricamente intactos, o colapso sobre pressão externa pode ocorrer rapidamente após o início do máximo de instabilidade e sobre condições satisfatórias o colapso local pode iniciar a propagação. Este comportamento foi demonstrado experimentalmente por Dyau e Kiryakides em [2, 11]. Em tal experimento evidenciamos uma súbita queda de pressão logo após o onset de instabilidade com o colapso.

Kiryakides e Chang [12] mostraram experimentalmente que a pressão de propagação é reduzida mediante a aplicação de uma carga axial, quadro típico de tubos suspensos quando em instalação. Este comportamento e os gráficos do histórico de pressões do experimento são sumarizados brevemente na referência [2]. O experimento consiste em duas etapas. Na primeira o tubo é pressurizado normalmente em câmara hiperbárica em regime quase-estático até seu colapso em t_1 (figura 2.6). O processo de propagação de colapso segue do mesmo modo que em compressão pura, até que em t_3 aplica-se a carga axial trativa ao duto sem interromper o bombeio de fluido para a câmara.

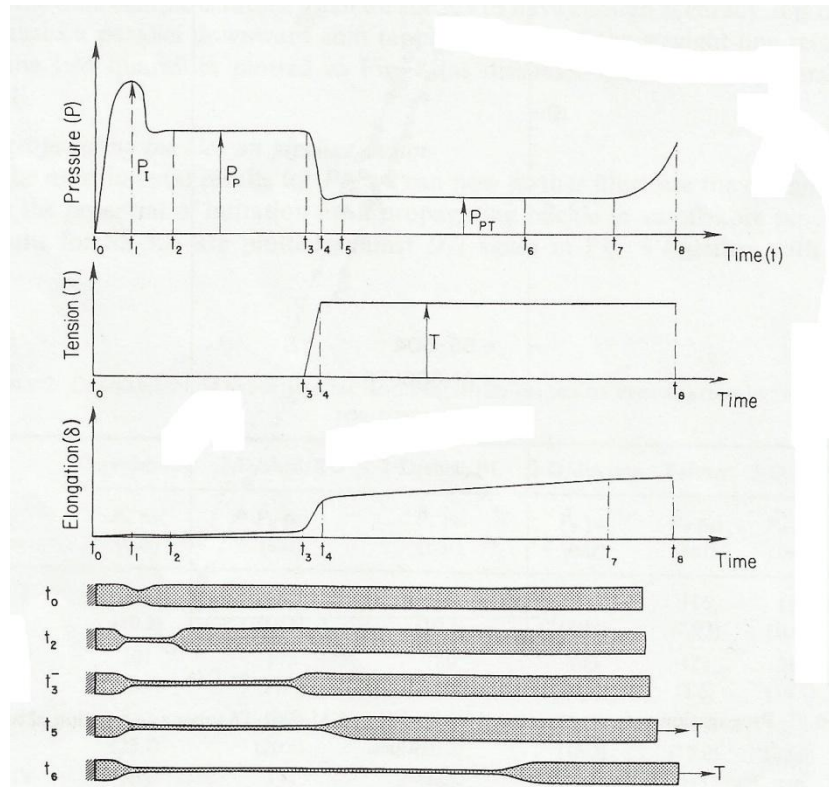


Figura 2.6 Histórico de pressões típico de um experimento de carregamento hidrostático seguido de aplicação de tensão axial [2].

Como podemos notar na figura, a aplicação do carregamento axial provoca uma súbita queda de pressão na câmara e um incremento notável de deslocamento do comprimento do tubo. A resposta do DPS atinge um novo mínimo em t_4 e oscila lentamente até atingir um novo patamar de propagação de flambagem para o qual o bombeio lento de fluido para o vaso de pressão encontra uma deformação correspondente mantendo o nível de pressão estável. Este nível é chamado pressão de *propagação sobre tensão T* (P_{PT}) e corresponde ao patamar estacionário desenvolvimento do colapso. Este comportamento já seria de se esperar uma vez que a carga axial entra como uma força extra na matriz de esforços da estrutura, de modo que a energia de deformação do sistema aumenta contribuindo para a necessidade de uma menor pressão externa para provocar uma mudança no padrão de equilíbrio do duto.

Kiryakides *et al* desenvolveram um estudo estatístico baseado modelos de tubos de pequena escala para ilustrar a dependência paramétrica da pressão de propagação. Tais tubos possuíam relação D/t variando entre 100 e 12. O estudo consistia em dois conjuntos de amostras, 46 de

aço inox e 26 de alumínio. Os modelos de tubos eram de qualidade comercial e suas imperfeições foram rigorosamente controladas.

Como resultado a relação de P_p e a *tensão de escoamento* (σ_o = esforço a 0,2% de offset) foi plotada em gráfico em escala log-log ajustada pela lei de potência abaixo

$$\frac{P_p}{\sigma_o} = A \left(\frac{t}{D} \right)^\beta \quad (7)$$

Onde A e β são coeficientes de ajustes obtidos pelo método dos mínimos quadrados e variam com as propriedades do material. Embora o ajuste tenha se mostrado razoável, os resultados indicam que o comportamento tensão-deformação de um tubo metálico não pode ser adequadamente previsto tendo em vista apenas um parâmetro (σ_o). Kiryakides e Babcock demonstraram que o módulo tangente pós-escoamento (E') e anisotropias do material também podem influenciar fortemente nos valores da pressão de propagação.

Finalmente, buscou-se encontrar a dependência de P_p com a tensão axial T aplicada. Tal estudo foi conduzido por Kiryakides e Chang [12] e foi feito em exemplares de aço carbono. A figura 2.7 retirada da referência mostra o efeito da carga trativa e, mesmo que o conjunto de amostras seja relativamente pequeno podemos observar claramente que a aplicação de tensão causa uma queda aproximadamente vertical nos valores tanto de pressão de colapso quanto de propagação. Os dados foram ajustados pelo método dos mínimos quadrados e a lei de potência na forma da equação (7).

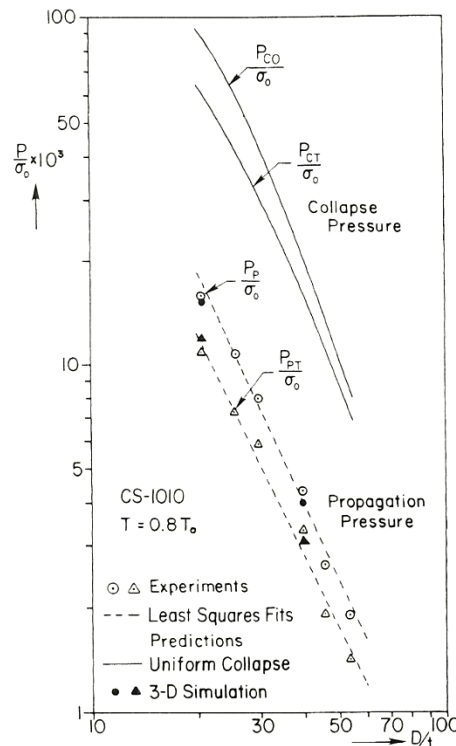


Figura 2.7 Pressão de propagação e de colapso medidos contra a relação D/t para dois valores de tensão axial [2].

Em respeito ao design de pipelines podemos nos defrontar com um importante dilema. A figura 2.8 [2] representa os resultados experimentais para a pressão de propagação e de colapso de um duto de aço inox contra várias relações D/t .

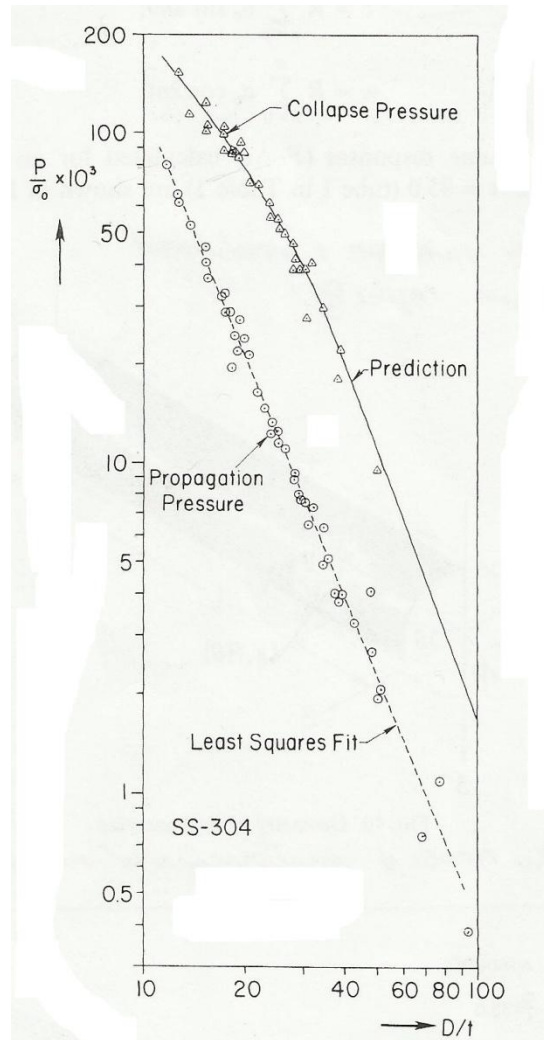


Figura 2.8 Comparação de propagação de colapso medida para tubos de aço inox em diversas geometrias [2].

Vemos que quanto menor a relação D/t , mais se aproxima a pressão de propagação da de colapso. Para os tubos de interesse aqui, ou seja, os valores D/t de baixo a intermediários, a pressão de propagação aparenta corresponder a aproximadamente 40% de P_{co} . Kiryakides e Dyau propuseram um estudo comparativo como se segue. Suponha que a lâmina d'água seja tal que a pressão de colapso mínima de projeto ao qual o duto deva resistir seja $P_{co}/\sigma_o = 71,5 \times 10^{-3}$. Para este caso, a leitura da figura 2.8 nos indica que devemos escolher um duto de relação diâmetro-espessura = 21. Contudo, sabemos que danos, imperfeições, corrosão etc podem reduzir a pressão de colapso de modo a que se ocorra um colapso local em algum ponto ao longo do tubo. Para este caso a propagação pode ocorrer em qualquer valor entre P_p e P_c . Para este DPS a pressão de propagação corresponde a $P_p/\sigma_o = 18,6 \times 10^{-3}$. Agora suponhamos que o critério de design seja baseado na pressão de propagação como parâmetro crítico, um tubo para resistir a pressão $P_p/\sigma_o = 71,5 \times 10^{-3}$ deve ter $D/t \approx 12,3$. Isto implicaria em um aumento de 70% nos gastos com material, acréscimo significativo nos custos de instalação devi-

do ao maior peso linear além de maiores dificuldades logísticas. Para aplicação em águas profundas torna-se econômico o design de dutos acima de P_p em tais casos são aplicados *buckle arrestors* como alternativa prudente de segurança. O mesmo raciocínio pode ser estendido para o caso de dutos sobre esforços combinados o que não é nosso objetivo entrar em detalhes aqui.

A discussão aqui proposta demonstra a importância de métodos precisos de previsão de pressão de propagação no dimensionamento de dutos. Felizmente, o estudo de dutos DPS é largamente desenvolvido de modo que conhecendo as particularidades geométricas, e os parâmetros do material empregado, tanto a pressão de colapso quanto a de propagação podem ser previstas com uma boa precisão. Dyau e Kyriakides [2] apresentam vários métodos diferentes para estimativa de P_p . Entretanto, modelos algébricos e potenciais raramente apresentavam correlação experimental apreciável. Tais abordagens apresentam grande complexidade numérica de modo que não consiste no escopo deste trabalho, sendo sua maior importância didática, nos estudos paramétricos dos tubos.

Nas referências só foram avaliados tubos de aço carbono, aço inox e alumínio. Kiryakides et al. sinaliza que engenheiros de projeto tenham cuidado quando utilizarem modelos simplificados para cálculo de P_p . Boa performance observada com um certo material não garante uma boa performance com um outro. Isto se deve a diferença do comportamento de cada um quando à variação de suas propriedades no decorrer do carregamento.

2.2. Dutos Pipe-in-Pipe

Dutos Pipe-in-Pipe (PIP) consistem em dois tubos concêntricos metálicos separados por um espaço anular. Este espaço anular pode estar vazio, com algum material isolante, ou mesmo carrear fluidos e equipamentos como cabos umbilicais para controle de operações. Esta concepção é recomendável para aplicações onde se requeira uma capacidade de isolamento térmico elevada do ponto de vista de Garantia de Escoamento. Geralmente os dutos PIP são dimensionados de maneira independente, ou seja, o tubo externo é desenvolvido para resistir às pressões do ambiente, enquanto o tubo interno é projetado para resistir à pressão de bombeio. PIP consiste em uma proposição anterior aos dutos sanduíche, e por esta razão sinalizamos aqui uma breve abordagem sobre estes dutos.

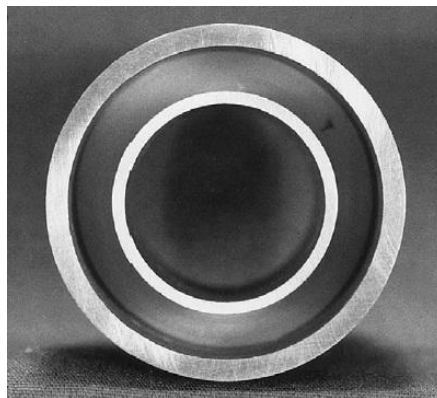


Figura 2.9 Vista frontal de um duto Pipe-in-Pipe típico [14].

2.2.1 Pressão de Colapso e de Propagação de Dutos Pipe-in-Pipe

O problema de colapso e fenômenos de propagação em dutos simples já é um campo largamente estudado conforme podemos verificar nos capítulos *in supra*, de modo que atualmente tubulações podem ser projetadas com significativa segurança. Entretanto, o problema de propagação de colapso para um conjunto de tubos concêntricos, a concepção PIP, segue um comportamento relativamente diferente.

Para estudar esse fenômeno, Kiryakides [14] buscou uma verificação experimental do problema através de modelos de pequena escala de PIPs. O objetivo era investigar os mecanismos que levavam à propagação do colapso em dutos nesta concepção e verificar nos resultados experimentais as relações entre variáveis relevantes. Tais modelos consistiam em aço inox sem costura de diversas geometrias com relações D/t intermediárias e diâmetro do tubo externo variando em torno de 1 ½ in. Os tubos internos e externos foram postos em posição coaxial com auxílio de um centralizador poliméricos e posteriormente selados em suas extremidades por plugues sólidos. Finalmente, foi induzido um dano duplo simétrico em ambas próximo a uma extremidade do duto. A figura 2.10 retirada da referência esquematiza a montagem utilizada no teste.

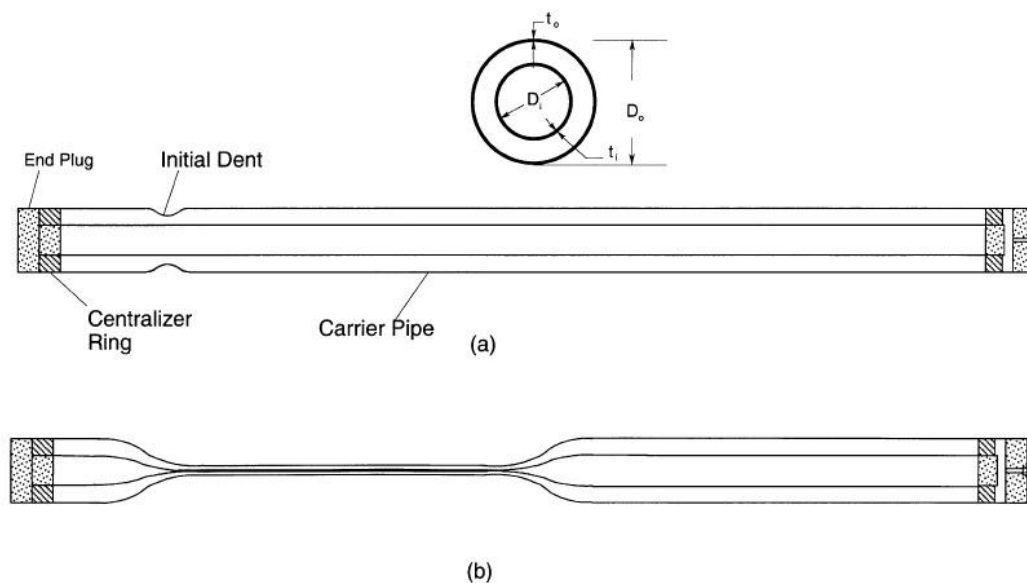


Figura 2.10 (a) Vista lateral do PIP com a indução do dano duplo simétrico; (b) Vista lateral do PIP após propagação do colapso [14].

Os tubos foram carregados em um vaso de pressão de 10.000 psi (690 bar) com volume interno relativamente baixo. O incremento de pressão é feito através de uma bomba de deslocamento positivo que acrescenta água ao vaso de teste em velocidade quase-estática e aproximadamente constante que é verificada por um transdutor eletrônico. Aumenta-se lentamente a pressão do sistema de esta a qual sobe rapidamente os momentos iniciais, enquanto o tubo ovaliza-se uniformemente até que finalmente ocorre o colapso. Colapso do tubo é verificado por uma súbita queda de pressão e, neste momento o volume reduzido da câmara se mostra

extremamente importante para o controle da propagação deste colapso. Após a queda brusca de pressão o bombeio de fluido é continuado onde verificamos a propagação de colapso a um patamar de pressão constante de propagação. Esta nova pressão de propagação será chamada de P_{P2} , que é a pressão de propagação do conjunto formado pelos dois tubos. Na maioria dos casos estudados o colapso do tubo externo conduziu ao colapso simultâneo do tubo interno com o fenômeno de propagação também ocorrendo de forma simultânea.

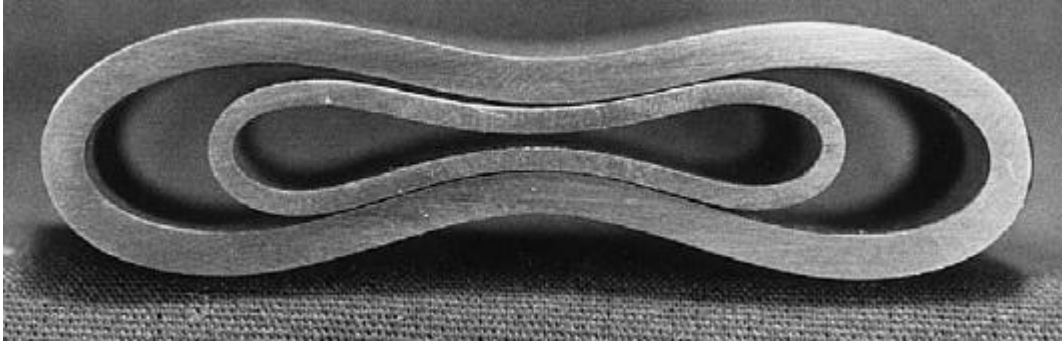


Figura 2.11 Tubo PIP após propagação de colapso [14].

Concluiu-se que a pressão de propagação do conjunto PIP é ligeiramente maior do que a correspondente para o duto externo apenas. Este resultado já era de se esperar uma vez que o tubo interno representa uma resistência a mais quanto à deformação, assim é necessário mais energia para deformar o conjunto do que para colapsar apenas o tubo externo. Para algumas geometrias específicas com valores mais altos da espessura interna t_i , foi verificado que o colapso se propagou sobre o tubo interno sem colapsá-lo, ou seja, o receptáculo experimentava colapso propagante sem afetar a integridade do duto envolvido. Nestes casos, a pressão de propagação medida era ligeiramente próxima ao caso onde um bastão sólido é instalado no interior do duto.

2.2.2 Análise Numérico-Experimental de Dutos Pipe-in-Pipe

Para tubos DPS a equação de Palmer e Martin (1975) é a estimativa mais simples para um material rígido perfeitamente plástico flambando em regime elástico e onde o comportamento da estrutura é considerado independente do caminho, sendo considerado assim, somente os estágios inicial e final do carregamento. Chatter e Hutchinson [13] e Kiryakides *et al.* argumentaram que em tais aproximações 2D do processo é preferível aproximar pela consideração de estado plano de deformações o que modificou a equação (7) para a forma

$$\hat{P}_P = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \sigma_o \left(\frac{t}{D} \right)^2 \quad (8)$$

Embora saibamos que o que tais equações sejam atrativas devido à sua simplicidade, não são realísticas o que reforça a necessidade de uma simulação numérica 3D para a representação do fenômeno. Porém, tais equações nos fornecem uma visão qualitativa geral do problema

bem como a tendência de variação de propriedades em função dos parâmetros significativos. Não somente isto, qualquer que seja o ajuste empírico que desejemos avaliar, este deve ter uma forma semelhante. Foi pensando nisso que Dyau e Kiryakides propuseram a lei de potência (7) para o ajuste da pressão de propagação de DPS e seguindo o mesmo raciocínio expandiu o conceito para PIPs.

Kiryakides e Vogler [15] a partir do modelo de quatro dobradiças móveis citado no capítulo 2.1.2, desenvolveram a seguinte equação para a pressão de propagação (P_{PS}) para um PIP com bastão sólido de diâmetro D_s inserido:

$$\hat{P}_{PS} = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \sigma_o \left(\frac{t}{D}\right)^2 \left[\frac{1 - \frac{4}{\pi} \phi}{1 - \sqrt{2} \left(\frac{D_s}{D}\right) \cos \phi} \right] \quad (9)$$

$$\phi = \cos^{-1} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{D_s}{D}\right)^2 \right]^{1/2}, \text{ para } 0 \leq \phi \leq \frac{\pi}{4} \quad (10)$$

Que assim como sua antecessora para dutos simples, também não representa corretamente a PPS medida experimentalmente conforme podemos observar na tabela comparativa nas referências. Notemos que a equação (33) se assemelha bastante à equação para o tubo simples de Chatter e Hutchinson. Se normalizarmos esta equação dividindo-a pela pressão de propagação correspondente para dutos simples (7), obteremos uma expressão que é função somente dos diâmetros do bastão e do tubo. Desta forma, na análise experimental [14] Kiryakides propôs a seguinte forma para o ajuste da P_{PS}

$$\frac{\hat{P}_{PS}}{\hat{P}_P} = 1 + B \left(\frac{D_s}{D}\right)^y \quad (11)$$

A equação acima foi ajustada pelo método dos mínimos quadrados e apresentou uma excelente correlação entre variáveis para o set de tubos analisados com coeficiente de determinação de mais de 98%.

Aqui cabe comentamos a importância do parâmetro P_{PS} . Este parâmetro representa a pressão de propagação máxima que se consegue alcançar para um dado diâmetro interno e geometria de tubo externo. Acima deste valor o tubo necessita de proteção por buckle arrestors. De fato não é necessário que se haja um inserto sólido na confecção para atingir este valor máximo. Para dados valores de t_i/t para os quais a propagação no tubo externo se desenvolve sem danificar o tubo inferior, as medições de P_{P2} diferem muito pouco da pressão de propagação com inserto sólido correspondente. Em outras palavras, P_{PS} representa um valor limite para acima do qual a propagação de colapso irá se desenvolver independente do tubo interno.

Seguindo o mesmo modelo de dobradiças móveis pode-se chegar à seguinte equação [15] para a pressão de propagação P_{P2} de um PIP notando que o tubo interno e externo são feitos do mesmo material por simplicidade

$$\hat{P}_{P2} = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \sigma_o \left(\frac{t}{D}\right)^2 \left[1 + \frac{\sigma_{oi}}{\sigma_o} \left(\frac{t_i}{t}\right)^2\right] \quad (12)$$

Notamos que nesta solução clássica, a dependência quadrática da espessura do tubo interno observada nos experimentos é capturada, bem como a dependência das tensões de escoamento. Entretanto, não se observa aqui a relação entre os diâmetros internos. Novamente observamos a semelhança da formulação (12) com a equação para um tubo simples e a possibilidade de representar a pressão de propagação de colapso duplo em várias razões adimensionais. Esta idéia foi incorporada na formulação empírica do estimador de P_{P2} através de simples análise dimensional, onde foi mostrado em [14] ser possível representar a pressão de propagação de maneira normalizada por P_p nos termos de variáveis adimensionais conforme (13)

$$\frac{P_{P2}}{P_p} = f\left(\frac{\sigma_{oi}}{\sigma_o}, \frac{D_i}{D}, \frac{t_i}{t}\right) \quad (13)$$

Que resolvida fornece:

$$\frac{P_{P2}}{P_p} \approx 1 + C \left(\frac{\sigma_{oi}}{\sigma_o}\right)^{\alpha_1} \left(\frac{D_i}{D}\right)^{\alpha_2} \left(\frac{t_i}{t}\right)^{\alpha_3} \quad (14)$$

Em que o melhor ajuste foi obtido para $\alpha_1 = 0,4$, $\alpha_2 = 1$, $\alpha_3 = 2$ e $C = 1,095$ novamente obtendo uma determinação de mais de 98%.

Lembramos que os ajustes foram obtidos para modelos em pequena escala e, embora tenha sido obtida uma excelente determinação entre as variáveis, a validade do ajuste só pode ser garantida para valores de geometria e materiais dentro da faixa de análise proposta. Para a extensão das fórmulas (11) e (14), seria necessário um input de dados mais próximos da realidade de objetivo ou mesmo que se desenvolva um novo ajuste.

Fórmulas empíricas como as equações DNV, Melosh e (11) a (14) desempenham um papel importante na engenharia de desing de tubos em relação a sua aplicabilidade e capacidade de padronização. Para empreendimentos onde se deseje um desempenho ótimo, uma abordagem mais acurada se mostra necessária. Kiryakides e Vogler [15] desenvolveram uma análise numérica completa 3D do problema de propagação de colapso em dutos PIP através da ferramenta computacional ABAQUS que resolve problemas estruturais a partir do MEF. Foi demonstrado que conhecida a geometria, e as propriedades do material com clareza, é possível determinar a resposta mecânica do tubo PIP com excelente precisão. Não é nosso interesse abordar em detalhes este procedimento aqui neste trabalho.

2.3. Métodos de Lançamento de Dutos

Comentamos nos capítulos anteriores que o processo de instalação do duto submarino é uma fase crucial e que envolve alto risco. Diversos são os métodos de lançamento de tubos e a escolha de qualquer um depende das características de projeto como, diâmetro de tubo, lâmina d'água, custo e hostilidade do mar. O estado de tensões é diferente para cada método, portanto o projeto de tubos deve levar em conta essa fase de esforços combinados de modo que não

ocorra colapso prematuro da linha. Softwares computacionais como o ANFLEX (desenvolvido especialmente para estudar os esforços experimentados por risers), conseguem simular os esforços variáveis na linha em detrimento de ondas e correntes de uma determinada região. No que diz respeito a dutos submarinos assentados sobre o leito oceânico existem 4 critérios principais de lançamento de tubos: *S-Lay*, *J-Lay*, *Reel-Lay*, e *Arraste Controlado*.

2.3.1 Método S-Lay

O método S-Lay consiste na construção da linha na posição horizontal sobre uma embarcação de lançamento e recebe este nome devido à configuração em “S” que a linha adquire vista lateralmente. Os tramos são soldados durante a instalação do duto o que torna esta operação relativamente lenta. A tração da linha é controlada por um tensionador que agrega também a função de controlar a forma e posicionamento da linha. Após a soldagem o tubo é deslizado por uma rampa com roletes para fora da barcaça onde só passa a ganhar inclinação após o tensionador. A estrutura treliçada Stinger é projetada para reduzir suavizar a mudança de inclinação da linha durante a instalação. A estrutura do método em si permite a produção em série aumentando a produtividade da linha e é mais recomendada para águas rasas e intermediárias em virtude de sua facilidade e custo.

Podemos notar do esquema representado na figura 2.12, que existem duas regiões de grande inclinação, o “overbend” próximo ao stinger e o “sagbend” quando já se encontra mais próximo do leito marinho. A figura também mostra a análise de tensões de seções do tubo antes, depois e entre estas regiões de máxima curvatura indicando a mudança contínua no estado de tensões experimentado pelo duto. Devemos notar que o sagbend é o ponto mais crítico pois é onde há máxima pressão externa devendo esta curvatura ser o menor possível para evitar o colapso prematuro.

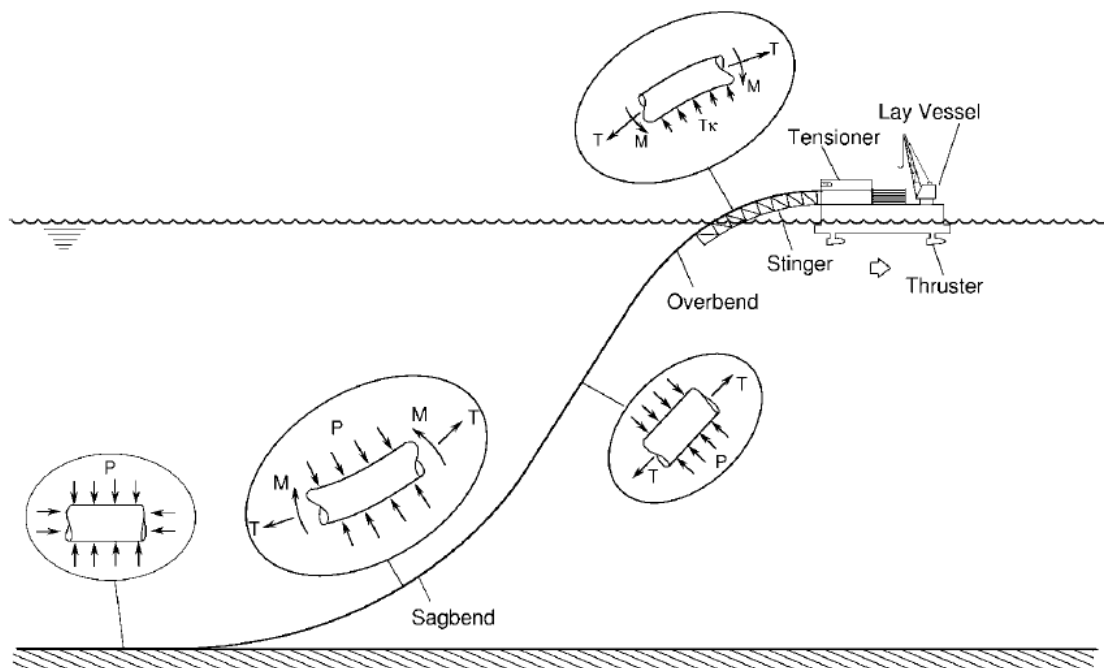


Figura 2.12 Esquema de lançamento S-Lay[27].

2.3.2 Método J-Lay

O método J-Lay consiste em uma variação do método anterior no qual a linha é fabricada e lançada na posição quase vertical assumindo a configuração em “J”. A região de overbend não existe neste método, sendo este o principal fomento para desenvolvimento deste método como solução na instalação de dutos em águas profundas. Uma profundidade elevada resultaria em um comprimento de linha também maior o que induziria uma carga torcional excessiva no tubo caso este fosse lançado pelo método S-Lay o que tornaria o processo impraticável. A verticalização do lançamento torna inviável o desenvolvimento em estágios para produção em série, o que reduz a produtividade do J-Lay sendo necessário portanto o desenvolvimento de alternativas como soldagem automática e pré-fabricação de tramos.

O critério de lançamento J-Lay apresenta como vantagens a não necessidade de equipamentos submarinos como tratores e uma menor parcela de esforços combinados na linha e a menor distância horizontal entre a embarcação e o ponto de instalação no leito marinho. Sua principal desvantagem é a baixa produtividade implicando em maior custo.

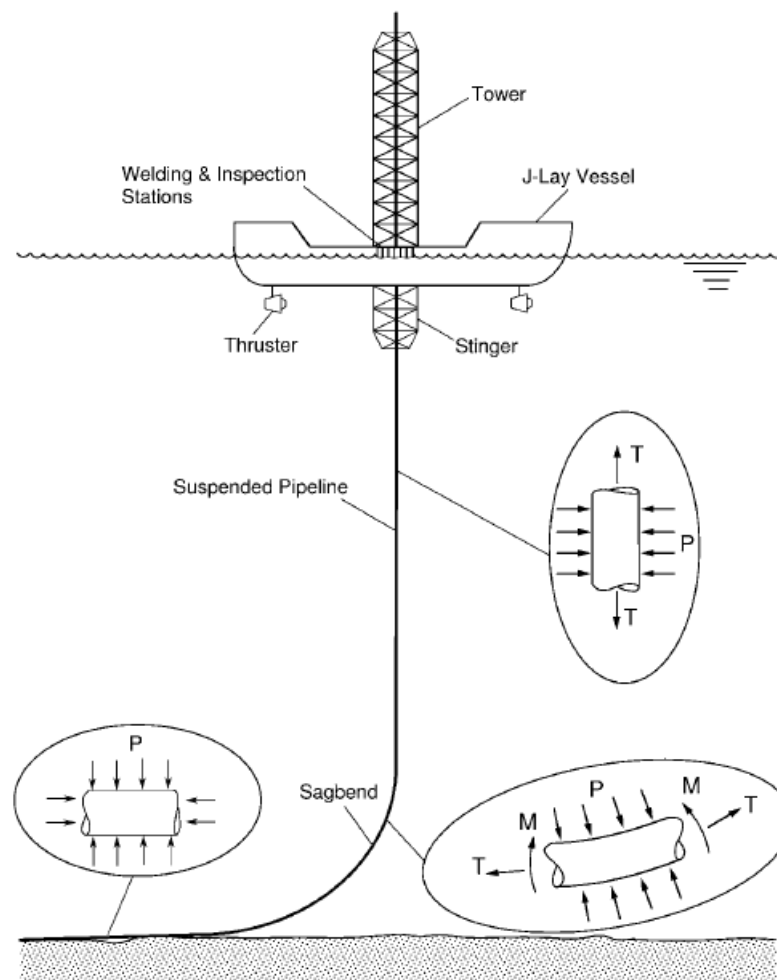


Figura 2.13 Esquema de lançamento J-Lay[27].

2.3.3. Método Reel-Lay

O método Reel-Lay, ou método do carretel, consiste no mais produtivo método de lançamento de tubos. Dutos podem ser fabricados e soldados em terra, sendo testados e seqüencialmente enrolados em um grande carretel de aço de grande diâmetro. O carretel é então instalado na barcaça de lançamento do qual é instalado a linha submarina. Este método apresenta uma grande velocidade em relação aos demais métodos, entretanto, a operação deve ser toda feita de uma vez. Ou seja, uma vez iniciado, o desenrolamento do carretel não pode ser interrompido juntamente com a operação no caso de um surgimento de uma condição climática adversa por exemplo. Entretanto isto não configura um ponto negativo crucial no método.

Temos como desvantagem deste método, a limitação do diâmetro de tubo. Em virtude do enrolamento no carretel, o tubo experimenta uma grande torção o que resulta em desing dos tubos lançados por este método com espessuras de aço mais acentuadas acarretando em maior peso de aço empregado bem como maiores custos de logística e instalação. Assim, raramente são empregados diâmetros de tubos maiores do que 16 polegadas. Outro ponto negativo é a impossibilidade de utilizarmos de estratégias de revestimento para isolamento térmico constituídas de materiais rígidos como concreto ou materiais de isolamento mais rígidos, visto que estes ao resistiriam às grandes torções impostas no processo de enrolamento do carretel.

Durante o lançamento, o tubo que sai do carretel é submetido a uma torção contrária a de enrolamento de modo a alinhá-lo. Ou seja, uma deformação plástica contrária à de enrolamento o que inclui um risco de redução na resistência se cedência do material que poderá experimentar o efeito Bauschinger[17]. As figuras 2.14 e 2.15 mostram duas formas de lançamento reel-lay onde a configuração de lançamento se assemelhará ao S-Lay, e ao J-Lay respectivamente, notabilizando a versatilidade do método.

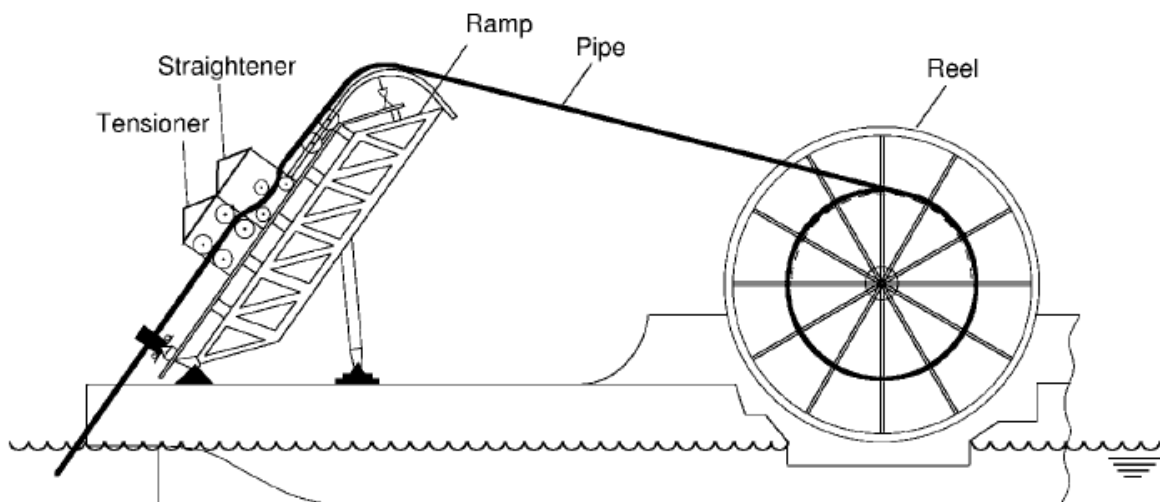


Figura 2.14 Esquema de lançamento Reel-Lay em configuração próxima ao “S”[27].

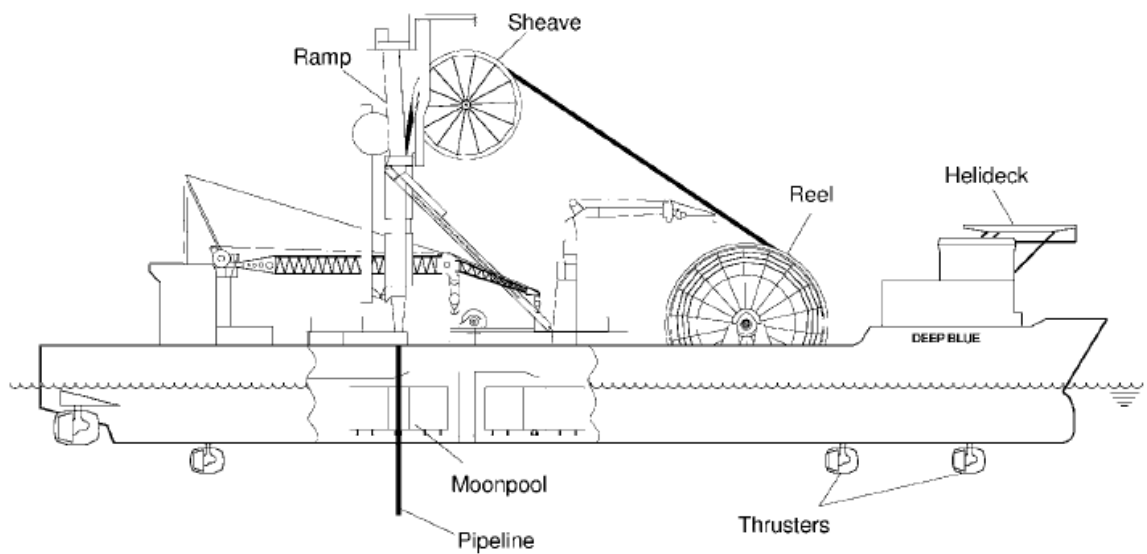


Figura 2.15 Esquema de lançamento Reel-Lay em configuração próxima ao “J”[27].

2.3.4 Método de Arraste Controlado

Consiste na pré-fabricação da linha em terra assim como o método do carretel sem contudo induzir a acentuada deformação inicial durante o enrolamento. A linha é transportada por rebocues e utiliza bóias de flutuação para auxiliar seu posicionamento no leito oceânico bem como reduzir o efeito de tensões e curvaturas acentuadas. Tal método apresenta como limitação a necessidade de condições climáticas extremamente favoráveis e é vantajosa quando se deseja obter uma linha de elevada rigidez. Para dutos sanduíche com cimento em seu anular, conforme veremos nos capítulos seguintes este método é o mais indicado uma vez que estes tubos embora possuam excelente momento de colapso, apresentam uma curvatura de colapso relativamente reduzida.

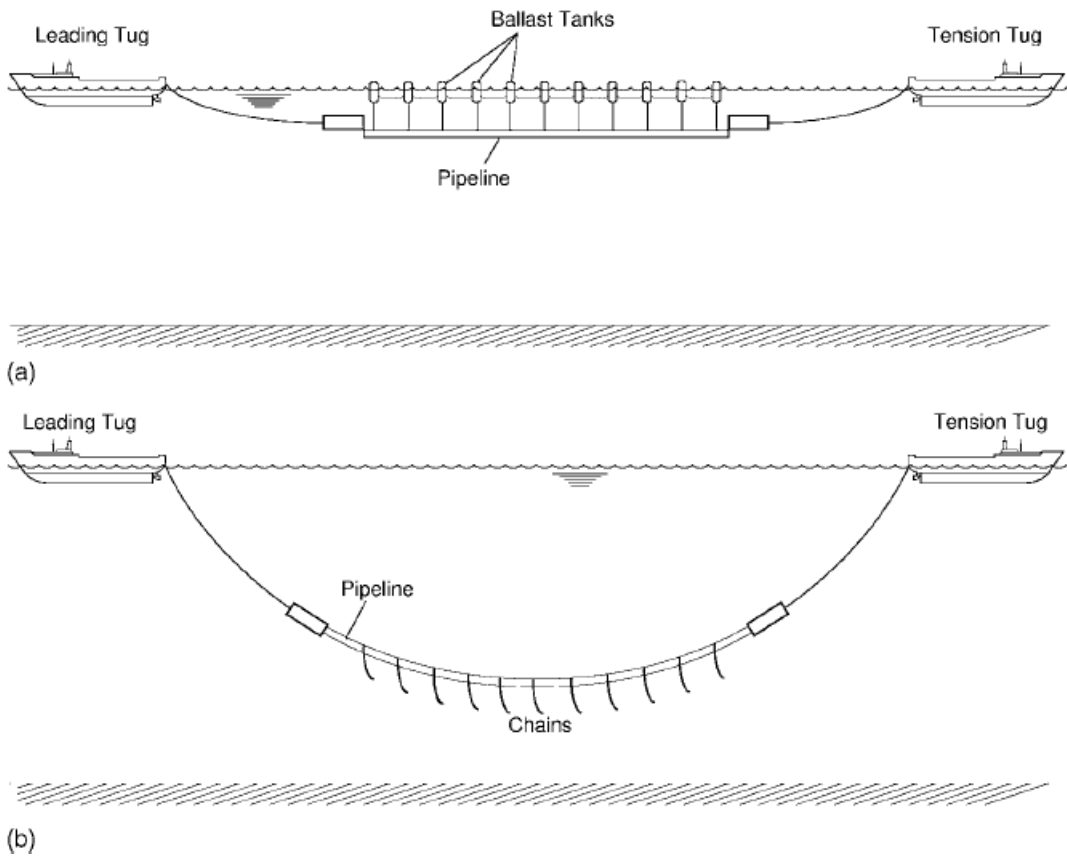


Figura 2.16 Sequência de lançamento por arraste controlado[27].

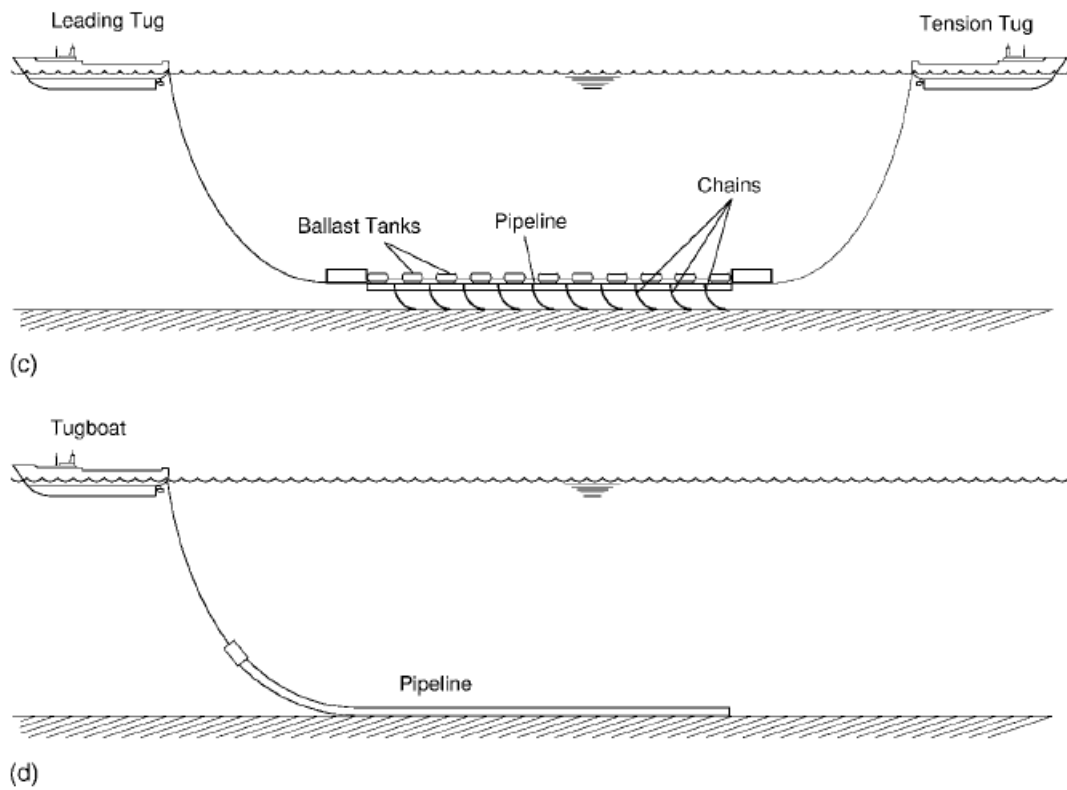


Figura 2.17 Sequência de lançamento por arraste controlado[27].

2.4. Critérios de Dimensionamento de Dutos Simples

Embora as soluções numéricas mais precisas na descrição do comportamento de tubos sobre carregamento hidrostático tenham caminhado para os modelos numéricos discretos, principalmente em elementos finitos, em que é possível simular a mais extensa gama de carregamentos adicionais aos quais o DPS pode eventualmente estar submetido, é comum na indústria se buscarem dimensionamentos padrões. Os dois critérios de desing de dutos padrão são os critérios DNV [3] e o critério de Melosh. Aqui neste texto apenas trataremos dos esforços estáticos.

2.4.1 Cálculo da Pressão de Colapso

O critério DNV se baseia na pressão de colapso como parâmetro principal pressão limite de dimensionamento. Consiste em uma solução polinomial de terceira ordem conforme equações abaixo:

$$(P_c - P_{el})(P_c^2 - P_{Pl}^2) = P_c P_{el} P_{Pl} f_o \frac{D}{t} \quad (15)$$

Onde P_{el} é a pressão de flambagem em regime elástico definida pela solução clássica em (1), P_{Pl} é a pressão de flambagem em regime plástico definido por

$$P_{Pl} = 2\sigma_o \alpha_{fab} \frac{t}{D} \quad (16)$$

Onde α_{fab} é um coeficiente específico do processo de fabricação. O fator de ovalização f_o é definido em termos de ovalização inicial como

$$f_o = 2\Delta_o \quad (17)$$

A solução do polinômio pode ser escrita na forma [28] :

$$P_c = y - \frac{1}{3}b \quad (18)$$

Onde:

$$b = -P_{el} \quad (19)$$

$$c = -P_{Pl}^2 + P_{Pl} P_{el} f_o \frac{D}{t} \quad (20)$$

$$d = P_{el} P_{Pl}^2 \quad (21)$$

$$u = \frac{1}{3} \left(c - \frac{b^2}{3} \right) \quad (22)$$

$$v = \frac{1}{2} \left(\frac{2b^3}{27} - \frac{bc}{3} + d \right) \quad (23)$$

$$\Phi = \arccos \left(\frac{-v}{\sqrt{-u^3}} \right) \quad (24)$$

$$y = -2\sqrt{-u} \cos \left(\frac{\Phi}{3} + \frac{60\pi}{180} \right) \quad (25)$$

A fórmula (15) é válida para dutos com relação $15 \leq D/t \leq 60$ para materiais que escoam e possuem modo de flambagem em ovalização crescente. Para os tubos de interesse aqui, espessuras de parede intermediárias, em D/t de até 45 a flambagem pode ocorrer ainda em regime plástico e considerações adicionais são desnecessárias. Para tubos mais finos, o dimensionamento pela equação (15) não é muito recomendado, sendo necessária uma análise mais precisa tipicamente pelo MEF.

Tubos mais esbeltos são mais susceptíveis a imperfeições, principalmente para dutos onde o processo de fabricação exige solda longitudinal para pontos de concentração de carga, e.g. suportes. Se a flambagem elástica for bem documentada além de certa escala de carregamento e os efeitos das imperfeições forem bem conhecidos e aceitáveis, a equação DNV pode ser estendida para D/t até 60.

2.4.2 Critérios de Seleção

Dutos assentados no leito submarino submetido a esforços unicamente compressivos devem satisfazer à seguinte desigualdade em todos os pontos de sua extensão:

$$\frac{P_c}{1,1 \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{SC}} \geq P_e \quad (26)$$

Para dutos em configuração suspensa tipicamente em forma catenária como por exemplo risers e o próprio duto em seu momento de lançamento, a solução da equação DNV deve obedecer o seguinte critério:

$$\left(\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_c} \right)^{0,8} + \frac{P_e}{\gamma_{SC} \gamma_m} \leq 1 \quad (27)$$

Tais dutos estão submetidos a carregamentos axiais combinados com esforços de flexão, além do carregamento compressivo hidrostático. P_e representa a pressão externa do ambiente calculada pela equação abaixo.

$$P_e = \rho g h \gamma_p \quad (28)$$

ε_d = carga compressiva de Design (Ref [3] 5.26)

$$\varepsilon_c = 0,78 \left(\frac{t}{D} - 0,01 \right) \alpha_h^{-1,5} \alpha_{gw} \quad (29)$$

$$\alpha_h = \frac{\sigma_o}{\sigma_u} \quad (30)$$

$$\alpha_{gw} = -0,01 \frac{D}{t} + 1,2 \quad (31)$$

Os coeficientes gamma (γ) representam parâmetros de segurança e, embora haja na literatura padrões de convenção de sua aplicação, experiência de design ou quaisquer demais particularidades do líder de projeto podem influenciar sua escolha. Portanto, a opção de emprego de cada fator de segurança deve ser discutida mediante métodos sistemáticos de tomada de decisão suportados por ferramentas analíticas de design. Os fatores de segurança utilizados neste projeto serão apontados na tabela abaixo e foram baseados nas tabelas de seleção da norma DNV.

Fator		Descrição	Valor
γ_p	Fator de Efeito de Pressão	ULS & SLS – Condições que se excedidas podem comprometer a integridade da linha ou a operação normal.	1,05
γ_{sc}	Fator de Segurança para Resistência por Classe	Consideramos por conservadorismo o fator mais alto.	1,308
γ_m	Fator de Resistência do material	ULS & SLS – Condições que se excedidas podem comprometer a integridade da linha ou a operação normal.	1,15
γ_ε	Fator de resistência à deformação	Uma vez que os dutos não operam sobre tensões elevadas, este fator foi considerado baixo.	2,00
α_{fab}	Fator referente ao processo de fabricação	Utilizamos aqui um aço com costura.	0,93

Tabela 2.1 Tabela de fatores de segurança utilizados na análise DNV.

1

Por fim, a tubulação deve estar segura quanto a uma elevada pressão de trabalho interna. Dutos submarinos usualmente operam sobre uma alta pressão de bombeio que às vezes pode exceder a pressão externa do leito marinho. Este quadro é mais crítico no início da linha quando a pressão se encontra mais elevada e também deve ser levada em consideração. Para tais dutos a seguinte desigualdade deve ser satisfeita.

$$\left(\frac{\Delta p_d}{\alpha_c p_b(t)} \right)^2 \leq 1 \quad (32)$$

$$p_b(x) = \text{Min} \left(p_{b,s}(x); p_{b,u}(x) \right) \quad (33)$$

$$p_{b,s}(x) = \frac{2-x}{D-x} \cdot \sigma_o \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \quad (34)$$

$$p_{b,u}(x) = \frac{2x}{D-x} \cdot \frac{\sigma_o}{1,15} \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \quad (35)$$

e α_c definido nas equações 5.23 da referência [3] para diversas faixas de aplicabilidade e diferenças de pressão.

2.4.3 Sobre a Pressão de Propagação

O critério de Melosh dimensiona a espessura do duto pela consideração de colapso propagante através da fórmula empírica [28]

$$P_p = 6\sigma_o \left(\frac{2t}{D}\right)^{2,5} \quad (36)$$

Que deve ser comparada com o valor da pressão externa (mediante fatores de segurança adequados). Para empreendimentos dimensionados pelo critério de colapso propagante de Melosh, uma P_p abaixo da pressão externa incidental significa que deve-se usar buckle arrestors (contentores de colapso) ou uma espessura de tubo maior. Deste modo, o critério DNV calcula a espessura nominal que garanta a integridade da tubulação contra o colapso através das fórmulas (15) a (30) envolvendo a solução de polinômio de terceiro grau, enquanto o critério de Melosh fornece uma base de referência para evitarmos que um colapso iniciado se propague por toda tubulação. Para um tubo dimensionado por sua pressão de colapso, a seguinte desigualdade deve ser satisfeita ao longo de toda a linha:

$$P_e \leq \frac{P_p}{\gamma_m \gamma_{sc}} \quad (37)$$

Alternativamente, a norma [3] sinaliza a importância de simular o tubo baseado no caso crítico subtraindo um comprimento de corrosão, e um comprimento baseado no desvio de espessura médio que varia com o fabricante. Vemos que a aplicação da norma DNV é muito mais simples do que o dimensionamento preciso através dos métodos de previsão envolvendo modelos numéricos acima comentados. Por sua aplicabilidade e larga aceitação na indústria, estes serão os critérios de projeto empregados neste texto.

3. Dutos Sanduíche

Vimos anteriormente os dutos PIP indicados para aplicações onde o isolamento térmico configura o parâmetro crítico de projeto. Vimos como eles são constituídos e os principais gargalos. Dutos Pipe-in-Pipe já possuem uma extensa gama de pesquisa na literatura e nas aplicações, de modo que sistemas submarinos podem ser projetados com segurança satisfatória. Entretanto, em uma indústria competitiva como a de petróleo sempre se busca um desempenho ótimo. Tubos PIP possuem uma capacidade de resistência estrutural deficiente, o diâmetro excessivo acarreta em grandes deformações do tubo externo para curvaturas de instalação requer maior deformação até o escoamento, e o design independente dos tubos internos e externos sugere a seleção de maior espessura nominal ou mesmo materiais de maior resistência estrutural. Isto obviamente acarreta em um custo excessivo no emprego destes dutos e uma dificuldade operacional no ponto de vista da instalação. Estes gargalos sugerem o desenvolvimento de uma alternativa que possa combinar resistência estrutural com isolamento térmico, preservando a economicidade de aplicação. Neste contexto que foram sugeridos os Dutos Sanduíche (DS).

Dutos Sanduíche foram propostos como uma solução viável aos PIP e, são em essência muito semelhantes a estes. Consistem em dois tubos metálicos concêntricos separados por um espaço anular, entretanto diferente do PIP, no DS o espaço anular é preenchido com algum material estrutural. O material anular do DS tem função não somente de oferecer reforço estrutural como também um isolamento térmico considerável do ponto de vista da garantia de escoamento, os materiais mais comuns aqui propostos são polímeros termorígidos e o cimento. Mais adiante veremos que o material anular agrega outra função muito importante para o comportamento estrutural destes dutos.

3.1. Processo de Fabricação

Netto *et al.* [16] descrevem um método simples de fabricação de dutos sanduíche. Os modelos naquela obra foram projetados em pequena escala para calibragem do modelo numérico em MEF. Foram dois os materiais anulares empregados nesta análise, cimento (CMT) e polipropileno (PP), tais materiais foram escolhidos em detrimento de outros devido à sua disponibilidade e baixo custo. Os tubos eram feitos em aço API e sua fabricação seguia as normas internacionais.



Figura 3.1 Um exemplar de duto sanduíche utilizado nos modelos de baixa escala[16].

Os tubos foram inicialmente montados de maneira análoga ao PIP, ou seja, posicionamento por plugues centralizadores de aço em ambas as extremidades. Em seguida, o preenchimento do espaço anular se deu de duas maneiras distintas dependendo do material.

A injeção de cimento é feita via um arranjo experimental de modo que sua parte inferior esteja assentada sobre uma base vibratória. A pasta de cimento após preparada é colocada em um reservatório munido de um pistão com atuador hidráulico projetado para injetar a pasta lentamente ao fundo da estrutura de produção. A base vibratória tem como objetivo evitar a formação de bolhas no espaço anular favorecendo a coalescência dos gases. Tais gases são expelidos pelo topo do tubo através da saída de ar no topo do centralizador. Um típico modelo de montagem é fornecido na figura 3.2.

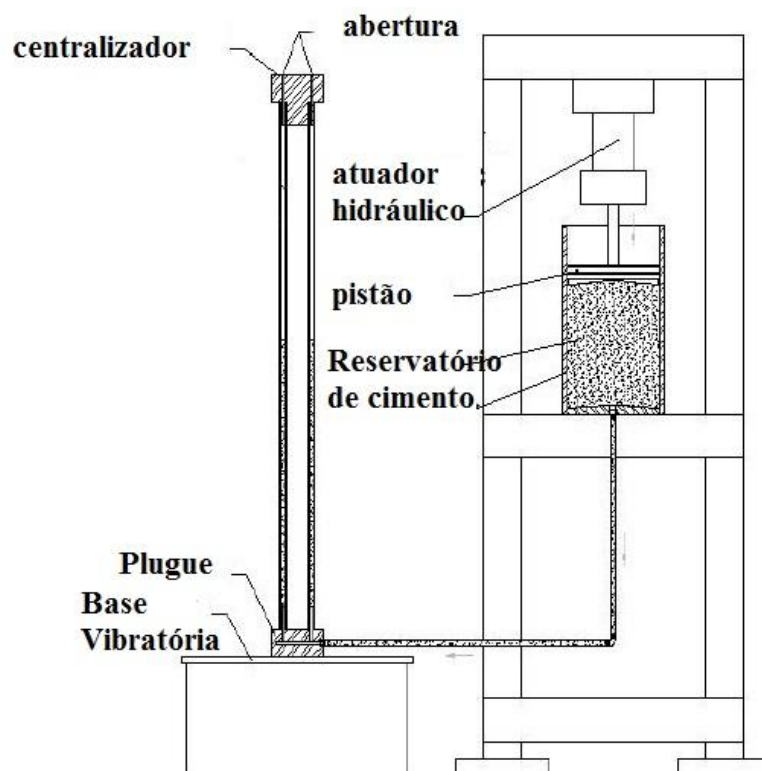


Figura 3.2 Esquema de fabricação de um Duto Sanduíche com cimento [16].

Já os tubos de Polipropileno foram produzidos para apresentar uma tolerância mínima radial de 0,5 mm. O esquema de fabricação consiste em montar o polímero sobre o tubo interno e em seguida “vestir” o tubo externo por sobre o conjunto. Os tubos foram unidos mediante uma resina epóxi de modo a garantir uma boa aderência entre camadas. Podemos ver que o método não parece viável para produção industrial de modelos de larga escala conforme os autores salientam, mas tais métodos se mostraram bastante atrativos para este propósito em termos de custo.



Figura 3.3 Esquema de fabricação de um Duto Sanduíche com Polipropileno[16].

3.2. Pressão de Colapso

No capítulo 2.1 abordamos diversos métodos de previsão de colapso para dutos simples, foram discutidos métodos de solução fechada de diversas complexidades e avaliamos sua acurácia. Destacamos o modelo discreto 2D de dobradiças móveis e a construção de Maxwell pela qual é possível obter um modelo de previsão relativamente simples. Para dutos PIP, os métodos analíticos apresentam uma complexidade maior e uma capacidade de representação do colapso e propagação de dutos ainda mais reduzida, fornecendo numa melhor das hipóteses uma referência do efeito da variação dos parâmetros nas propriedades e uma lei de formação geral para escolha da função de ajuste adequada. A solução realística de tais problemas recai fundamentalmente às simulações numéricas baseadas em MEF. Tais abordagens embora apresentem um esforço computacional elevado possuem a capacidade de representação dos fenômenos bastante elevada, conhecidas as imperfeições, geometria e as propriedades do material. Para Dutos Sanduíche a complexidade do comportamento elasto-plástico do material anular torna a construção de soluções analíticas impraticáveis, além disso, os resultados pouco fidedignos para DPS e PIP desencorajam tal desenvolvimento. Dutos Sanduíche são aqui analisados unicamente por ferramentas numéricas. Todos os resultados numéricos apresentados aqui neste trabalho foram provenientes de uma rotina computacional desenvolvida em Elementos Finitos e pesquisas no LTS por meio do pacote de simulação numérica ABAQUS 6.10.

Primeiramente salientamos assim como nos casos anteriores, a importância de uma representação adequada das propriedades dos materiais constituintes do compósito. Polipropileno e cimento se comportam de maneira deveras distinta em relação ao aço ou alumínio quando em deformação. No cimento o comportamento é ainda mais complicado uma vez que normalmente seu limite de ruptura a tração é baixa e da ordem de apenas 10% de seu valor em compressão [16]. Gráficos típicos de tensão-deformação para o cimento e polipropileno são apresentados abaixo.

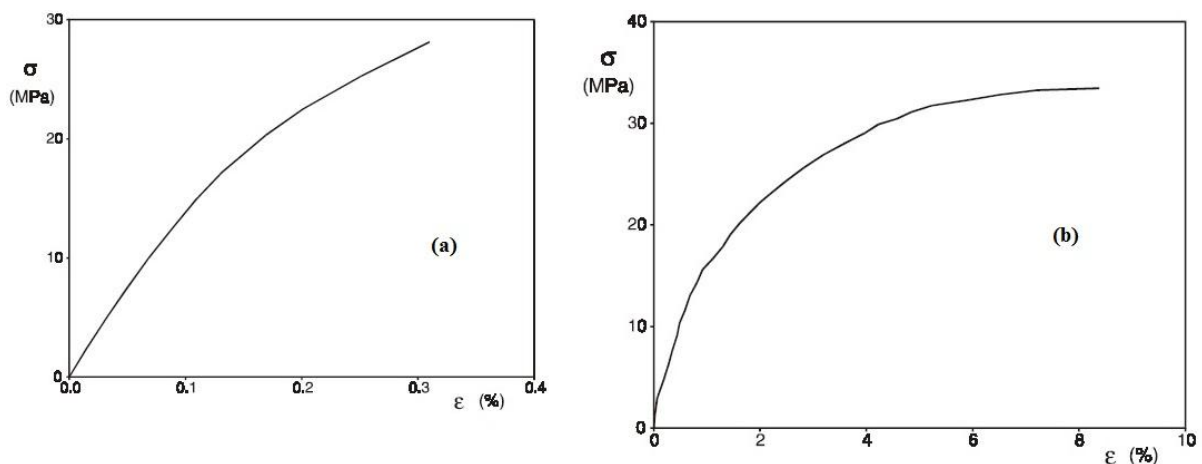


Figura 3.4 (a) Diagrama Tensão x Deformação típico para o cimento; (b) Diagrama Tensão x Deformação típico para o polipropileno [34].

No capítulo 2.1.2 comentamos que tubos simples sobre colapso propagante experimentam deformações máximas da ordem de 14%, neste contexto podemos interpretar que quanto maior a quantidade de deformação que o material pode experimentar sem que ocorra ruptura ou de preferência sem que escoe, melhor este material seria como preenchimento anular. Olhando o gráfico do PP (Fig. 3.4b) que resiste a deformações da ordem de 8% sem ceder enquanto mantém uma tensão de ruptura final ainda maior que o concreto. Entretanto, o design de tubos requer que os tubos não colapsem, neste ponto o concreto apresenta uma carga resistiva muito maior a esta mudança na conformação de equilíbrio quando para pequenas deformações de cerca de 0,1% ele apresenta a mesma resistência que o PP em deformação 10 vezes maior. Com base nestas observações podemos inferir que o cimento apresenta-se como uma alternativa estrutural anular para DSs mais atrativa que o PP uma vez que em pequenas deformações ele oferecerá uma resistência muito maior à deformação adicional. Contudo, seu range de deformações reduzido faz surgir uma preocupação adicional no ponto de vista da instalação quando o tubo estará submetido a uma curvatura K segundo o método de lançamento escolhido e deverá experimentar cargas de deformações axiais consideráveis. Este problema será mais abordado nos próximos capítulos.

Netto, Santos e Estefen [16] conduziram um estudo experimental do comportamento sobre carregamento puramente hidrostático de DS sobre os mesmos moldes dos testes descritos anteriormente para dutos simples. Os tubos foram assentados sobre a base da câmara hiperbárica, selados em suas extremidades e munidos de comunicação tubular com o meio externo à pressão atmosférica para medir a variação de volume interno como um deslocamento de fluido. Importante notar que os tubos são de pequena escala conforme discutido de modo a garantir um baixo custo e boa representação das dimensões práticas. Tais modelos serviram não somente como meio didático de compreensão do processo de colapso de DS como também uma medida de calibragem para os métodos numéricos.

A bomba de deslocamento positivo foi ligada de modo a incrementar a pressão do sistema enquanto monitorada por transdutores elétricos e analógicos de pressão. Medidores de deformação foram posicionados nos quatro pontos diametralmente opostos no tubo de modo a observar seu comportamento. Inicialmente observou-se uma deformação uniforme e negativa em cada comprimento, quando finalmente se observa o primeiro onset de instabilidade e a ovalização começa a ocorrer. Em seguida, o colapso ocorre quando os esforços de flexão superam os de membrana e o estado de equilíbrio do tubo se altera drasticamente. O tubo tende a colapsar nas vizinhanças de seus pontos mais frágeis ou onde os defeitos geométricos são maiores, após o colapso, a pressão da câmara sofre uma queda súbita que nos permite interpretar como uma “tentativa” do material de resistir ao incremento de pressão. A figura 3.5 mostra a medição efetuada dos deslocamentos na direção circunferencial medido no dado teste, o material anular é o PP e o tubo é feito de alumínio.

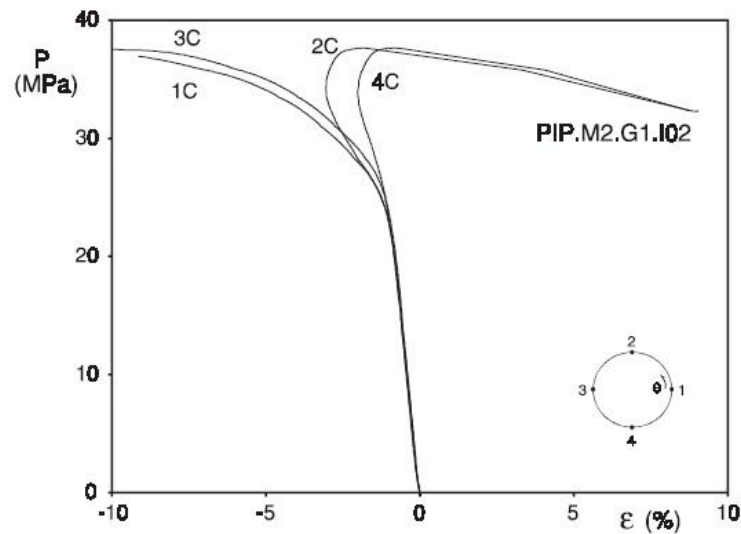


Figura 3.5 Resposta Pressão x Deformação Circunferencial registrada no teste em quatro pontos diametralmente opostos [16].

A construção numérica do modelo em MEF foi desenvolvida com o software comercial ABAQUS versão de 1998 de modo a simular a resposta dos tubos sobre pressão hidrostática externa. A malha foi construída de maneira para discretizar o tubo interno, externo e o espaço anular de maneira quadrática, com oito nós, elementos de deformação plana não-lineares (CPE8) com dois graus de liberdade, os deslocamentos nas direções 1 e 2. Suposição de simetria mediante atribuição das condições de contorno adequadas reduz a análise do sistema a apenas $\frac{1}{4}$ de circunferência, o que diminui consideravelmente o esforço computacional necessário nos cálculos. Dependendo da geometria considerada aumenta-se a densidade de malha do espaço anular para dois a quatro elementos. Nível de aderência entre as camadas é de suma importância no desempenho sua influencia será mais discutida adiante no estudo paramétrico. Adesão Perfeita (PA) é simulada de modo que ambos o material anular e tubo compartilham os mesmos nós experimentando assim, a mesma deformação no contato. Falta de Adesão (NA) foi simulado por um modelo baseado em superfícies de contato entre as camadas, permitindo deslocamento relativo entre tubo e material anular.

Os tubos metálicos são modelados pela teoria de fluxo J_2 de deformações finitas, sólido elasto-plástico com encruamento isotrópico. Modelagem do cimento é feita em regime plástico por uma teoria de fluxo associativa com encruamento isotrópico. Já o polipropileno é considerado um material hiper-elástico incompressível. Cupons de teste são retirados da mesma pasta de molde do cimento e cortes do PP de onde são extraídas as curvas tensão-deformação específicas de cada exemplar. Tais curvas são utilizadas na calibragem do modelo potencial de energia de deformação disponível na biblioteca do ABAQUS. Imperfeições geométricas foram idealizadas como um deslocamento de ovalização inicial conforme as equações (5) e (7) para a ovalização inicial e os deslocamentos radiais respectivamente. Os resultados da análise obtida por Netto e Pasqualino *et al.* [16,18], são apresentados de maneira ilustrativa na tabela abaixo. Podemos notar que apenas um dos modelos de pequena escala apresentou pressão de colapso inferior à estimada para dois níveis extremos de aderência. De fato a pressão de colapso calculada sugere que Não-Adesão e Adesão Perfeita funcionem como limite superior e

inferior de desempenho para dutos sanduíche. Para o quadro investigado, alguns valores experimentais parecem seguir mais próximos do modelo de PA, indicando que os métodos de montagem são relativamente adequados para este set específico de tubos e este nível de tensão, enquanto outros já se aproximam mais do limite inferior sem aderência. Curiosamente isto só foi observado para tubos de cimento, evidenciando que alguma irregularidade pode ter ocorrido no processo de cura, não observável no PP já que este foi instalado por meio de resina epóxi. Por fim, observamos que tubos de maior espessura anular possuem uma maior diferença entre as pressões de colapso superior e inferior que tubos de anulares mais finos.

Specimen	\hat{P}_{CO} (Mpa) perfect adhesion	\hat{P}_{CO} (Mpa) no adhesion	P_{CO} (Mpa) experiment
PIP.M1.G1.I01	46.23	37.97	43.35
PIP.M1.G1.I02	44.78	38.05	34.09
PIP.M1.G2.I01	24.70	8.11	10.98
PIP.M1.G2.I02	25.74	10.03	12.11
PIP.M2.G1.I02	39.56	12.84	37.64
PIP.M2.G1.I03	38.27	12.52	31.14
PIP.M2.G2.I01	20.84	6.32	20.31
PIP.M2.G2.I02	22.42	6.89	17.13

PIP.XX.YY.ZZ

XX= Material anular (M1=Cimento, M2=Polipropileno)

YY= Geometria

ZZ= Número do modelo

Tabela 3.1 Tabela comparativa de pressão de colapso para diferentes geometrias de DS [16].

Embora os modelos de pequena escala tenham sido feitos com tubos de alumínio, os modelos numéricos atuais possuem a capacidade de representar a resposta de tubos de diversos materiais constitutivos mediante. Desde que se conheçam as propriedades e o comportamento elasto-plástico do material, a previsão do colapso de tubos pode ser calculada com precisão de engenharia. Pasqualino, Pinheiro e Estefen [18] conduziram um estudo numérico com tubos DS de aço API X-60 e de anular com os mesmos polipropileno e cimento. As considerações numéricas do comportamento elasto-plástico dos materiais foram idênticas às apresentadas acima. Não obstante a simulação sobre carregamento hidrostático foi verificado o comportamento do tubo sobre esforço combinado de pressão externa e flexão longitudinal, o que representa o caso observado quando na instalação de tubos. Novamente, a rotina computacional no ABAQUS foi empregada.

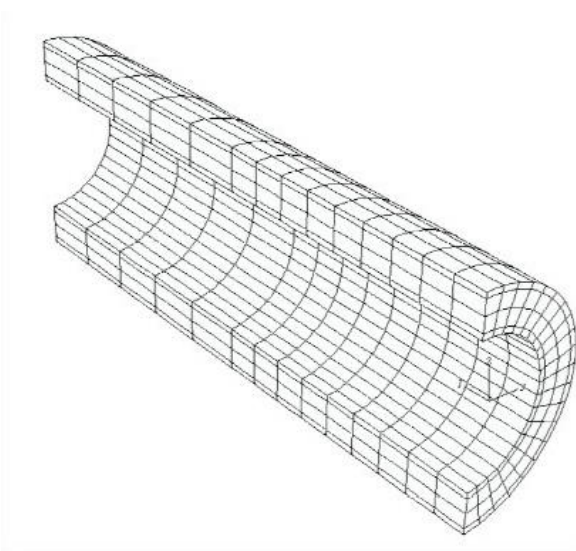


Figura 3.6 Refinamento de malha proposto por Netto [16] como suficiente para boa representação do colapso do duto.

A partir de um modelo de carregamento composto pela ordem $P \rightarrow K$ (Pressão externa seguida de flexão até o colapso) é possível a construção de envelopes de colapso para uma dada geometria aos moldes da figura 3.7. Tais envelopes possuem uma utilidade prática interessante porque são de fato, uma espécie de janela operacional para uma determinada geometria e constituição de um duto. Pasqualino *et al.* [18] conduziram a análise numérica para 3 geometrias de diferentes espessuras anulares e de parede, que foram escolhidas de modo que a P_{co} do duto com PP fosse de pelo menos 1,75 vezes a pressão hidrostática correspondente a 1000, 2000 e 3000 metros de lâmina d'água. Para o duto correspondente com preenchimento de cimento, a pressão de colapso obtida foi em média 1,6 vezes a do polipropileno, corroborando o discutido *in supra*.

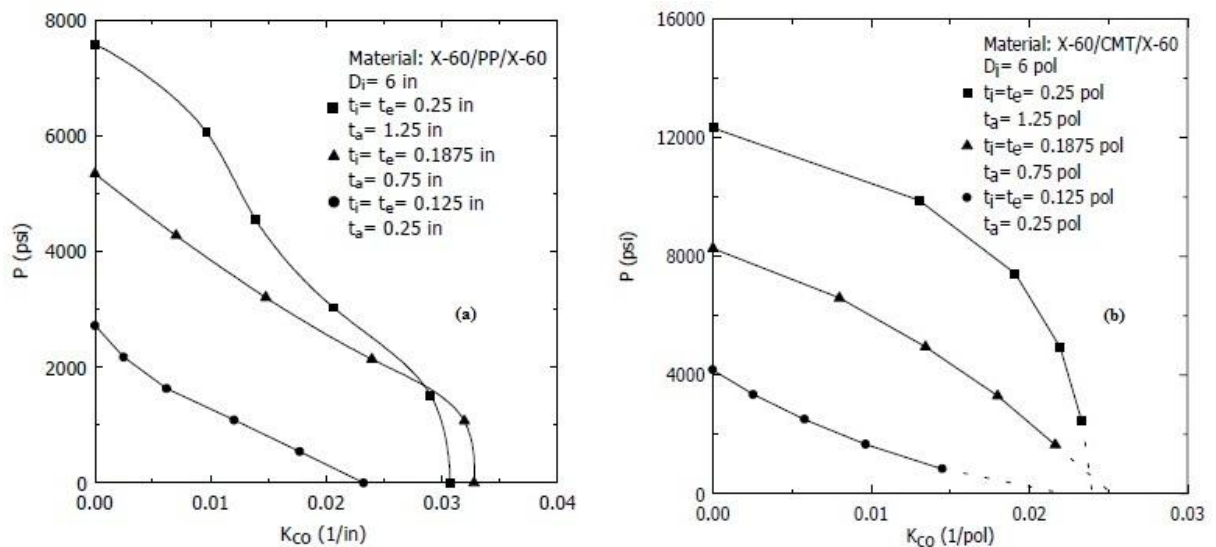


Figura 3.7 Envelopes Pressão x Curvatura típicos [18] para dutos sanduíche. (a) Duto com PP; (b) Duto com CMT [34].

As curvas foram feitas tomando-se seis pontos. Para o caso do cimento, houve uma dificuldade numérica de determinação do valor de sua curvatura de colapso para valores baixos de

pressão externa (casos de flexão pura). Convergência nestes casos era raramente obtida, isto foi reconhecido como uma deficiência numérica no manual do ABAQUS, os valores de flexão pura foram estimados mediante extrapolações lineares. Para ambos os materiais anulares, foi observado que a diferença entre as curvaturas de colapso para as dadas geometrias vai reduzindo à medida que se aproximamos do estado de flexão pura. Como resultado, temos que a curvatura de colapso final para o caso de maior anular (e maior diâmetro externo) é menor do que para o caso de diâmetros intermediários. Isto se deve ao fato de que à medida que aumenta o diâmetro externo, o nível de deformações no tubo na seção mais radialmente extrema se torna maior para a mesma curvatura aplicada. Deste modo, ocorre que o tubo mais “largo” experimenta colapso prematuro antes dos demais. Importante salientar, que ainda que o colapso ocorra prematuramente, o momento fletor de colapso correspondente não experimenta este comportamento cruzado uma vez que com o aumento da espessura e do diâmetro temos o incremento da rigidez flexural da estrutura.

3.3. Pressão de Propagação

Vimos que fenômeno de propagação de colapso é uma preocupação relevante no design de dutos simples e PIP, o que sugere que este tipo de comportamento deve ser bem documentado em dutos sanduíche. Tubulações submarinas são sempre dimensionadas de modo a que o colapso não ocorra, entretanto já vimos que falhas locais podem fragilizar a estrutura de modo que a propagação pode se desenvolver em alta velocidade engatilhada por pressões abaixo da pressão de colapso teórica. Para os dutos PIP, os mais próximos ao conceito DS, a propagação de colapso já é bem conhecida e fora discutida acima alguns métodos de previsão. Dutos Sanduíche foram desenvolvidos para combinar o bom isolamento térmico com resistência estrutural avançada. O material estrutural rígido anular age como uma estrutura resistiva a mais a deformações, entretanto comentamos que ele possui outra função, que é a função de comunicar os dois materiais externo e interno de modo a que obtenhamos uma resistência final de compósito bem maior.

Para investigar o processo de propagação de colapso em dutos sanduíche Pasqualino, Netto e Lourenço [19] conduziram um estudo experimental baseado em modelos de baixa escala aos moldes dos testes efetuados para avaliar pressão de colapso [16]. Tais modelos de DS foram carregados em vazo de pressão em regime quase-estático. Um modelo teórico em MEF, desenvolvido na mesma plataforma ABAQUS foi empregado para comparar a resposta real com a experimental. Dutos submarinos devem ser projetados para resistir ao colapso, mas sabemos que danos fragilizam a estrutura de modo a acontecer propagação em níveis de carregamento inferiores. Deste modo, o objetivo do teste foi investigar a P_p em DSs que por alguma razão tenham sido danificados.

O procedimento de montagem e as curvas constitutivas dos materiais foram, de fato, uma seqüência de trabalhos anteriores [16] de modo que mesmo o material anular foi proveniente da mesma batelada. Devido à boa concordância e regularidade das propriedades medidas, demais medições se mostraram desnecessárias. Dano foi induzido mediante carregamento transversal com bastão de aço de borda esférica. Após posicionamento do tubo em uma base, o bastão é

forçado contra o mesmo até que seu deslocamento vertical esteja em torno de 42 a 50% do diâmetro externo do DS, quando então o carregamento é interrompido. A ovalização máxima após indução de dano é medida (medição por máxima seção transversal danificada).

Os modelos de alumínio foram postos em prova na câmara hiperbárica de 10 mil psi do Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS) – COPPE/UFRJ. O DS foi preenchido com água, selado em ambas as extremidades e assentado sobre a base da câmara, acrescido de pressão foi produzido com uma bomba de deslocamento positivo conforme o esquema na figura 3.8. O teste de pressão prossegue de maneira idêntica aos testes listados in supra com dutos simples e PIP. Como resultado, temos que a pressão de iniciação se apresenta em valores bem mais baixos do que as P_{co} calculadas (20% em média) e ligeiramente superior à pressão de propagação. Assim como em PIPs e DPSs, o perfil da curva pressão x tempo apresenta um crescimento monotonicamente linear até que se atinja a pressão de iniciação P_i , a partir desse ponto a pressão cai drasticamente encontrando um patamar de pressão inferior. Neste momento, o bombeio é interrompido e verificada a variação de volume de água. Com a continuidade do bombeio de líquido para a câmara, a propagação de colapso continua a se desenvolver oscilando em torno de um patamar de pressão conhecida a pressão de propagação de colapso P_p .

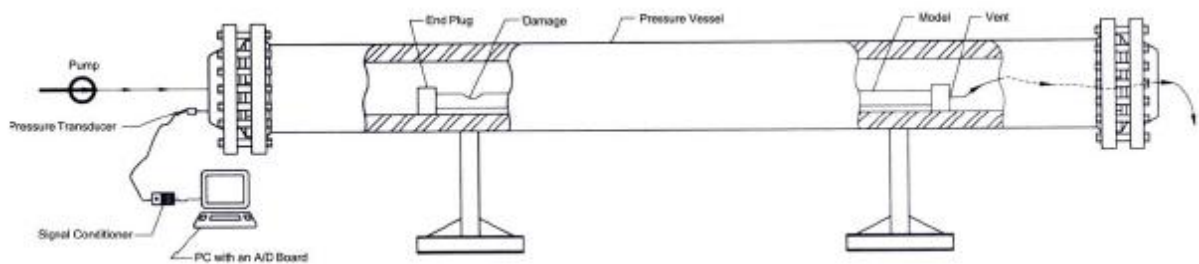


Figura 3.8 Esquema experimental da pressurização na câmara [19].

Para Dutos Simples pudemos com uma margem de erro considerável desenvolver métodos analíticos de previsão de P_p para diferentes geometrias de interesse. No caso do duto PIP, verificamos que a complexidade dos dutos combinados torna uma solução analítica não ideal para representar o comportamento do mesmo. Foi concentrado um esforço em obter expressões empíricas para este propósito e, embora tenham apresentado uma excelente correlação de ajuste, comentamos as limitações práticas para a aplicação das mesmas. Isto que nos remeteu ao uso quase que restrito de simulações numéricas na representação do comportamento estrutural de Pipe-in-Pipe. Para dutos sanduíche, o comportamento elasto-plástico ainda mais complexo do material anular torna impossível a geração de soluções analíticas confiáveis. O modelo numérico foi desenvolvido com o software ABAQUS. Um refinamento de malha adequado foi estudado por Netto [19] de modo que se consigam resultados didáticos e sem demasiado tempo de cálculo nos computadores. Uma típica malha em MEF é apresentada na figura 3.9. Os elementos foram discretizados com uma malha tri-dimensional em elementos sólidos quadráticos de 27 nós (C3D27 para o material metálico e uma versão híbrida para o

polímero anular). Considerações de simetria reduziram o problema a $\frac{1}{4}$ de circunferência, possibilitando uma queda acentuada no tempo de processamento da simulação. Deste modo, uma superfície rígida imaginária através da opção de elementos rígidos (R3D4) disponível na biblioteca do pacote computacional de modo a simular o comportamento de contato entre paredes internas do tubo.

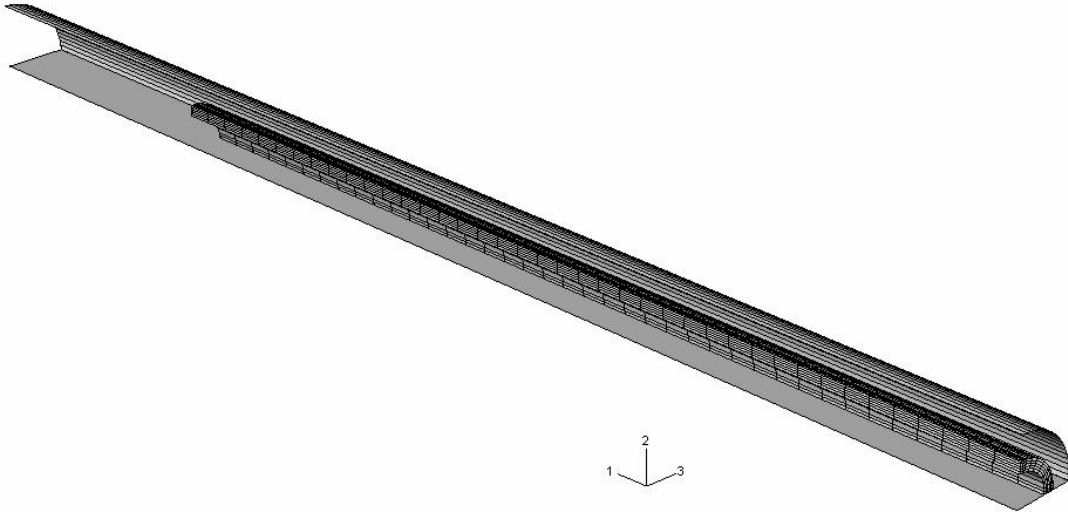


Figura 3.9 Típica malha em MEF [20].

Assim como no caso anterior, o comportamento do metal foi modelado através da teoria de fluxo potencial J2, deformações finitas e incorpora grandes deformações e grandes rotações (deformações geométricas não lineares). O modelo numérico também levou em conta as variações das deformações iniciais a partir de variação da equação (5)

$$\frac{w_o(\theta)}{D} = -\frac{\Delta_o}{2} \exp\left[-\beta \left(\frac{x_1}{D}\right)^2\right] \cos 2\theta \quad (37)$$

Onde w_o é a imperfeição radial na coordenada polar θ , β é um parâmetro de imperfeição radial que no estudo foi considerado como sendo igual a 1 e Δ_o é a ovalização inicial máxima do tubo externo medida em $x_l = 0$ calculada pela equação (3). Como podemos notar, a ovalização vai decaindo exponencialmente ao longo do comprimento do tubo.

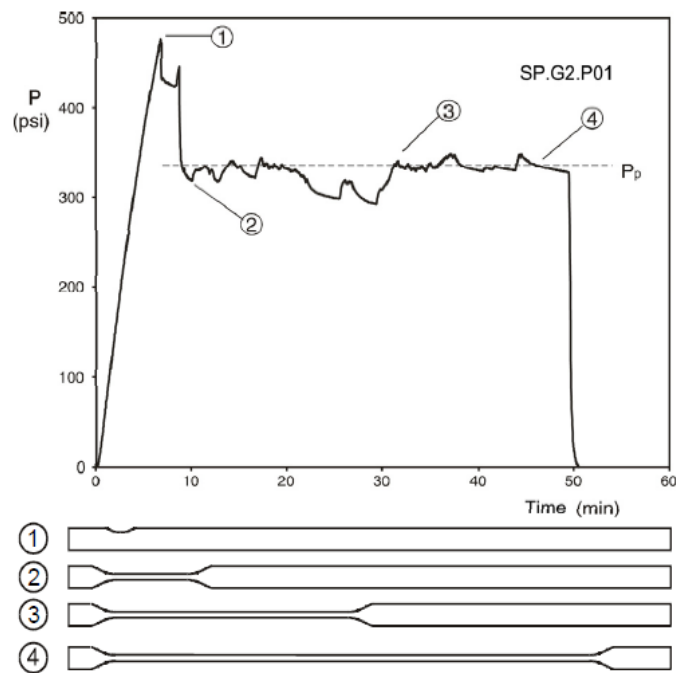


Figura 3.10 Gráfico de resposta $P \times t$ para o fenômeno de propagação em duto sanduíche [19].

Resultados teóricos e experimentais para quatro diferentes geometrias de DS forneceram a tabela 3.2. Como podemos evidenciar dos dados listados, em tal experimento a pressão de propagação esteve mais próxima do caso sem adesão, estando assim como no caso dos dutos simples e PIP em torno de 20% da pressão de colapso. Entretanto, podemos verificar que a pressão de propagação em aderência perfeita pode ser consideravelmente maior do que ao seu limite inferior. Isto fomenta a necessidade de desenvolver métodos e materiais adesivos de melhor desempenho que não cisalhem mediante o processo de colapso do duto, em vista do notável potencial estrutural destes materiais. A redução do gap entre pressão de colapso e de propagação para estes dutos. Do ponto de vista de desing, o dilema de dimensionamento por P_p ou P_{co} se torna mais simples, uma vez que não seria mais necessário um incremento demasiado em espessura para que o tubo resista ao colapso propagante.

Modelo	P_p Sem Adesão (Mpa)	P_p Experimental (Mpa)	P_p em Adesão Perfeita (Mpa)	P_{co} (Teórico) (Mpa)	P_i (Mpa)	P_p (Mpa)
SP.G1.P01	8,30	8,39	25,48	34,39	8,43	8,39
SP.G1.P02	8,03	7,89	24,87	34,39	8,37	7,89
SP.G2.P01	2,61	2,48	13,81	18,72	3,42	2,48
SP.G2.P02	2,62	2,28	14,33	18,72	3,24	2,28

Tabela 3.2 Resultados experimentais e teóricos para 4 modelos de tubos [19, 20].

Uma alternativa interessante em ambientes onde a temperatura do fluido deva ser estritamente controlada, seria a possibilidade de usar o espaço anular para carrear fluidos que podem ser simplesmente para injeção no poço ou mesmo possuir a finalidade de fornecer calor ao hidrocarboneto conduzido no duto interno. Deste modo, ao invés da concepção DS seria utilizado

duto PIP requerendo um melhor dimensionamento estrutural. Este cenário motivou o estudo do comportamento do tubo quando preenchido por um fluido em seu anular. Neste caso, o modelo numérico deve ser ajustado de modo que o fluido de trabalho aja como um meio incompressível de que transfere pressão do tubo externo para o interno. Perdemos então, o caráter compósito dos dois tubos o que tende a resultar em pressões de colapso prematuras do material central. Em medida que o colapso se desenvolve, o anular têm seu espaço restringido deslocando o fluido axialmente. Como outra possibilidade de aplicação podem ser empregados géis isolantes de modo a reduzir os efeitos convectivos.

Resultados de análises numéricas com dutos com fluidos incompressíveis no espaço anular apresentaram uma pressão de propagação ligeiramente superior ao duto PIP vazio [20], calculadas com as correlações empíricas obtidas em 2.3 através da equação (38). Tais resultados evidenciam a desvantagem de se operar a anular vazio do ponto de vista estrutural, contudo tal medida tem um melhor potencial de isolamento térmico. Uma vez que o meio anular é ar ou vácuo (hipotético), troca de calor convectiva ficará mais restringidas restando apenas a componente de transferência térmica por radiação [21]. Infelizmente aplicação de fluidos aquecidos no anular embora se mostre promissora do ponto de vista de garantia de escoamento esbarra em limitações práticas bastante relevantes. Um sistema deste porte necessitaria de toda uma logística de aquecedores, bombas, equipamentos hidráulicos e de tratamento que implicariam em um intenso incremento de custo de projeto que se mostra inviável para a maioria dos cenários de exploração conforme sinalizado na bibliografia de estudo.

Mais detalhes acerca do método numérico não são de nosso interesse aqui nesta obra onde desejamos apenas fazer uma análise prática da aplicação de dutos sanduíche para ambiente de exportação offshore. Nos capítulos seguintes lançaremos mão de dados obtidos com tal método numérico de modo a investigar a influencia de diversos parâmetros no aspecto estrutural dos tubos.

3.4. Materiais Anulares

Já foi demonstrado o potencial do duto sanduíche quanto à ambientes de águas ultra-profundas. Neste contexto o material anular possui extrema importância no desempenho do DS em diversos níveis, não somente como uma rigidez relativa adicional na constituição do compósito como também de modo a “comunicar” a resposta sobre carregamento dos dutos interno e externo. Além disso, o anular deve oferecer não somente resistência estrutural como também uma resistência térmica relevante a excelência da garantia de escoamento. Adicionalmente a seleção de materiais leves e flexíveis é de extrema valia para os custosos processos de instalação. Os estudos anteriores utilizaram somente Cimento e Polipropileno como material anular devido a sua grande disponibilidade e baixo custo. Resultados numéricos com CMT apresentaram maior momento fletor de colapso e pressões de colapso e propagação, entretanto a dificuldade prática de se conseguir uma boa aderência com este material resultou em poucos modelos onde conseguimos atingir seu desempenho ótimo teórico. Além disso, sua baixa capacidade de curvatura de colapso e alongamento o caracterizam como uma alternativa de difícil instalação e impraticável métodos de lançamento como o de carretel por exemplo.

Por tais razões e devido à grande variedade no mercado, materiais poliméricos se mostram a alternativa mais interessante para aplicações bastante específicas. Neste capítulo buscamos estudar que características um material deve ter para ser uma boa alternativa anular para o DS e bem como discutir uma metodologia sistemática de seleção.

3.4.1 Parâmetros de Seleção

Sabemos que um duto sobre colapso, ou propagação de colapso está sujeito a diversas deformações em várias direções. De fato, um duto é dimensionado de modo a que este colapso não ocorra em hipótese alguma durante sua vida útil, entretanto, sabemos que durante a instalação há uma carga de torção considerável no tubo de modo que seria um problema se o material anular escoasse antes do aço. Sendo assim, um bom material anular deve apresentar uma alongação de escoamento mínima considerável, portanto, já podemos excluir polímeros de grande rigidez, mas frágeis, como o acrílico, e polímeros reforçados com enrijecedores como fibras de vidro. Embora o ambiente submarino consista de um meio de baixa temperatura, geralmente em torno de 4°C no leito oceânico, o fluido carregado emerge do poço a altas temperaturas de modo que foi considerada em estudos uma temperatura de trabalho mínima de 100°C o que eliminou de análise polímeros termoplásticos muito sensíveis como as várias classes de polietileno. Netto *et al.* [22] conduziram um estudo com diversos polímeros termoplásticos que obedeciam os critérios mínimos supra citados. Foram selecionados o Polipropileno, conforme nos casos anteriores, Policarbonato (PC), Poliamida 6 (PA 6), Poliamida (PA 66), Poliamida 11 (PA 11), dois tipos de fluoreto de Polivinilideno (PVDF 60512 e PVDF 6010) e a Poli-éter-cetona (PEEK). Os atributos considerados na escolha serão discutidos a seguir:

1. Densidade. As vantagens de se trabalhar com materiais mais leves são amplas. Um anular leve tende a reduzir consideravelmente o peso submerso da linha o que acarreta em menor tração axial e menor curvatura durante a instalação. Além disso, podemos ainda a maior facilidade de instalação e claro, os menores custos de estoque e de transporte dos dutos.
2. Limite de Escoamento. O material deve resistir a grandes esforços sem escoar. Isto é, o material deve ser capaz de receber os esforços induzidos durante o lançamento e instalação sem que ocorra a plastificação uma vez que o desempenho do tubo ficaria fatalmente comprometido. Na análise paramétrica discutiremos melhor os efeitos do limite de escoamento na resposta da estrutura.
3. Alongação no Escoamento. O material anular deve suportar as deformações do aço sem escoar. Tais deformações que o polímero deve resistir devem ser no mínimo as deformações de instalação de acordo com o método de lançamento selecionado. Esta propriedade foi considerada eliminatória na seleção de materiais e o cenário proposto foi referente à máxima deformação de lançamento pelo *método de reeling*. O carretel simulado possuía o menor raio do mercado (6 metros). E alongação limite calculada alongação limite calculada foi da ordem de 3,125%, e evidentemente polímeros com alongação elástica limite inferiores a este valor foram eliminados da análise.

4. Módulo de Elasticidade. Sabemos que além de promover uma “comunicação” entre os tubos interno e externo, o anular tem a função de contribuir como uma rigidez adicional ao sistema. Deste modo, quanto maior o módulo de elasticidade melhor será o desempenho do DS uma vez que este anular poderá contribuir melhor como uma carga resistiva ao incremento de deformação.
5. Condutividade Térmica. Conforme discutido previamente o duto sanduíche visa combinar a capacidade de isolamento térmico do PIP corrigindo seu principal ponto negativo que é em relação à baixa resistência estrutural. Devemos notar que o DS não poderá superar a resistência térmica do pipe-in-pipe uma vez que como sabemos gases e líquidos (ou vácuo) são as melhores opções no que diz respeito a isolamento térmico quando comparamos com sólidos, mesmo isolantes [21]. Contudo, é possível obter um anular com condutividade térmica satisfatórias mediante um critério de seleção adequado. Aqui neste presente trabalho nos concentramos em dutos para exportação de gases para os quais o principal problema é a formação de hidratos de metano. Hidratos de metano são sólidos com aparência de gelo, que se formam devido à queda de pressão e temperatura de gases onde se apresente alguma umidade. Hidratos são de difícil remoção devido à sua alta inflamabilidade o que o torna uma preocupação constante em linhas de gases. Para linhas de óleo a preocupação está em respeito à deposição de parafinas.
6. Máxima Temperatura de Serviço. Polímeros termoplásticos são sensíveis a variações térmicas e suas propriedades se alteram consideravelmente com a temperatura de serviço até que a um determinado ponto o material se degrade de maneira irreversível. Fluidos emergentes do poço podem atingir temperaturas extremamente altas em torno de 100 °C, mas para caso de dutos de exportação as temperaturas são de baixas a moderadas. Temperatura máxima de serviço foi considerada uma propriedade eliminatória [22], entretanto durante a construção da matriz de decisão não será considerada uma propriedade determinante uma vez que basta que ela esteja dentro dos limites de operação.
7. Custo. Finalmente o material anular ideal deve apresentar as propriedades acima em seus máximos (ou mínimos) com o menor custo e melhor disponibilidade possível. Uma vez que estamos falando de um investimento de longo prazo (um duto de exportação que normalmente é projetado para operar em escalas de tempo acima de 20 anos), que apresenta um alto risco em caso de falha por quaisquer motivos, e visto os rendimentos altíssimos que este empreendimento representa, consideraremos que o custo não é tão importante quanto à qualidade ótima que se deseja obter de um Duto Sanduíche para exportação.

Alem destas propriedades poderíamos listar trabalhabilidade, aderência, disponibilidade, resistência a fadiga entre outras diversas, o que estenderia nossa análise e deixaria a avaliação extremamente laboriosa embora mais robusta. Entretanto, consideramos que apenas as 7 supra citadas podem nos fornecer uma boa visão da aplicabilidade de cada polímero ao design de dutos

3.4.2 Critério de Seleção

Um problema de projeto que envolve tantas alternativas diferentes deve apresentar um método sistemático de tomada decisão. Dos diversos métodos disponíveis para este propósito existentes na literatura focamos nossa atenção aqui no método da lógica digital. Este método é bem comum em seleção de materiais para várias aplicações e consiste basicamente no preenchimento de uma matriz de decisão a partir da qual se obtém diferentes pesos para cada propriedade avaliada. Em seguida, multiplica os valores peso segundo a propriedade normalizada de cada material e somando cada resultado obtendo um índice de performance característico. Podemos entender o índice de performance como uma pontuação do dado material para a determinada aplicação e é um procedimento muito útil quando se deseja um screening de grande número de materiais para fins de construção de programas robustos de tomada de decisão.

Freqüentemente para algumas propriedades desejamos um valor mínimo enquanto para outras é necessário um máximo, o método apresentado consegue capturar esta particularidade a partir do processo de normalização das propriedades. Cada normalização β_i obedece à seguinte regra:

- i. Para valores onde se deseje um máximo, como módulo de elasticidade, e.g.,

$$\beta_i = \frac{\text{valor da propriedade } i}{\text{valor máximo da lista}} \times 100 \quad (38)$$

- ii. Para valores onde se deseje um mínimo, i.e., condutividade térmica, custo etc.

$$\beta_i = \frac{\text{valor mínimo da lista}}{\text{valor numérico da propriedade } i} \times 100 \quad (39)$$

Estas regras de normalização estabelecem um máximo para a matriz de propriedades. Evidentemente nenhum valor máximo ou mínimo deverá exceder a 100. Usaremos aqui para fins ilustrativos de um processo de avaliação de viabilidade de um material polimérico em anular de Duto Sanduíche as propriedades normalizadas da referência [22].

O próximo passo consiste na atribuição de pesos para cada propriedade. Procedimentos usuais são caracterizados por um ajuste de cada parâmetro de modo que a soma total dos pesos seja igual à unidade. Não é difícil imaginamos que neste processo é muito comum que acabemos por induzir um grau relevante de subjetividade na escolha dos parâmetros mais relevantes. Para evita este problema é recomendável adotar um procedimento formal de calibragem de parâmetros. Aqui que lógica digital ou, comparação par a par toma forma. Cada parâmetro é confrontado com o subsequente de modo que ao parâmetro mais importante dá-se a pontuação 1, e a menos importante 0. Logo, para quatro propriedades de interesse A, B, C e D, comparamos A com B, se A for mais importante, assinalamos 1 para esta e 0 para aquela. Em seguida, comparamos A com C, se C for a mais relevante esta ganha a pontuação 1, e desta vez A é a propriedade a receber 0 e prosseguimos assim até que todas as propriedades da lista tenham sido comparadas par a par, de modo que o número de decisões a ser tomada em cada análise é $N(N-1)/2$ [23]. A lógica digital convencional admite na comparação apenas combinações 0 e 1, adotaremos aqui uma modificação onde possamos usar combinações 3 e 1 para propriedades mais e menos relevantes ou 2 e 2 para propriedades de igual relevância [22]. Após o pre-

enchimento da matriz da lógica digital, somamos os pontos de resultados positivos para cada linha (ou propriedade) e dividimos pela soma das decisões positivas obtendo pesos α_i para cada uma delas. Finalmente, o índice de performance de um material é definido como o somatório do produto da sua propriedade normalizada pelo fator peso adequado.

$$\gamma = \sum_{i=1}^n \alpha_i \beta_i \quad (40)$$

Evidentemente que o custo é um parâmetro de extremo interesse em todo tipo de projeto. O fator custo pode ser incluído diretamente na lógica digital como uma propriedade de análise ou podemos ainda obter um índice de performance γ' calculado unicamente em função de parâmetros de desempenho não incluindo em que o custo pode ser incluído na análise como um modificador de peso do índice conforme a fórmula.

$$\gamma' = \frac{\gamma}{C\rho} \quad (41)$$

Onde C é o custo por unidade de massa (ou comprimento de tubo) e ρ seria a sua densidade ou densidade linear, conforme cada caso e aplicação específica.

3.4.3 Aplicação do Método de Análise

Mesmo com um preenchimento criterioso da lógica digital, ainda é possível que incida alguma subjetividade na análise dos materiais. Algum avaliador pode considerar que o desempenho estrutural é majoritário no projeto enquanto outro que venha a trabalhar com garantia de escoamento considera a condutividade térmica é um fator determinante. Deste modo, para contornar tal problema Netto *et. al.*[22], sugeriram que a matriz de decisão fosse preenchida por diversos avaliadores. Todos os 7 avaliadores entrevistados participaram diretamente da pesquisa de dutos de modo que a avaliação possa se tornar mais fidedigna e foram divididas em duas análises distintas considerando ou não o custo no estudo.

Preenchemos a matriz da lógica digital (MLD) modificada conforme um procedimento sistemático sem, no entanto, ver de antemão os pesos encontrados na literatura. Esta medida foi tomada de modo a evitar um preenchimento tendencioso da MLD. A tabela 3.3 mostra o critério comparativo de avaliação e seus respectivos pesos, já a Tabela 3.4 mostra as propriedades normalizadas de cada material de análise disponível na literatura. No processo de comparação par a par, as propriedades térmicas foram consideradas igualmente importantes ao desempenho estrutural. Propriedades limitantes como alongação de escoamento e temperatura máxima de serviço não influem de maneira significativa no desempenho com sua variação, se comportando de fato apenas como um parâmetro excludente de projeto. Deste modo, o argumento para sua menor relevância em relação a demais parâmetros é justificada, uma vez que todos os materiais considerados apresentam estes valores superiores ao mínimo necessário na aplicação em anular de DS. O baixo valor de custo é em detrimento da busca por um desempenho de excelência quando se opta por aplicação de dutos sanduíche à exportação de gás.

Matriz de Pesos	PROPRIEDADE							Pontos do Material	Fator Peso (α_i)
	1	2	3	4	5	6	7		
1 Densidade	-	1	2	1	1	2	3	10	0,12
2 Lim. Escoamento	3	-	3	2	2	2	3	15	0,18
3 Elong. Escoamento	2	1	-	1	1	2	2	9	0,11
4 Módulo de Elasticidade	3	2	3	-	2	3	3	16	0,19
5 Cond. Térmica	3	2	3	2	-	3	3	16	0,19
6 Tmax de Serviço	2	2	2	1	1	-	2	10	0,12
7 Custo	1	1	2	1	1	2	-	8	0,10
Total								84	1

Tabela 3.3 Matriz de decisão por lógica digital.

Material	Densidade	Lim. Escoamento	Elong. Escoamento	Módulo elasticidade	Cond. Térmica	Tmax de Serviço	Custo
PP	100,0	33,7	91,8	42,9	90,9	41,7	100,0
PC	75,4	65,0	57,3	68,6	100,0	54,2	57,1
PA 6	80,1	80,0	40,9	85,7	74,1	41,7	44,4
PA 66	80,1	80,0	45,5	91,4	76,9	41,7	41,7
PA 11	87,9	41,0	54,5	42,9	69,0	45,8	20,0
PVDF 60512	51,1	36,5	100,0	37,1	100,0	50,0	9,5
PVDF 6010	50,8	55,0	68,2	68,6	100,0	50,0	9,5
PEEK	71,8	100,0	45,5	100,0	80,0	100,0	1,8

Tabela 3.4 Propriedades normalizadas para 8 diferentes alternativas poliméricas [22].

Finalmente, conforme o procedimento da lógica digital podemos calcular o índice de performance γ característico. Como PEEK se mostrou a melhor alternativa geral mesmo que de maneira ligeira em relação à sua aplicação. Entretanto, outros materiais como o PA 66, PA 6, PC, e PP também se mostraram alternativas interessantes. Com destaque para o Policarbonato, que pode ser empregado em aplicações que requeiram uma condutividade térmica mínima e para o Polipropileno se considerarmos ainda uma vasta disponibilidade e conhecimento sobre sua resposta estrutural disponível na literatura.

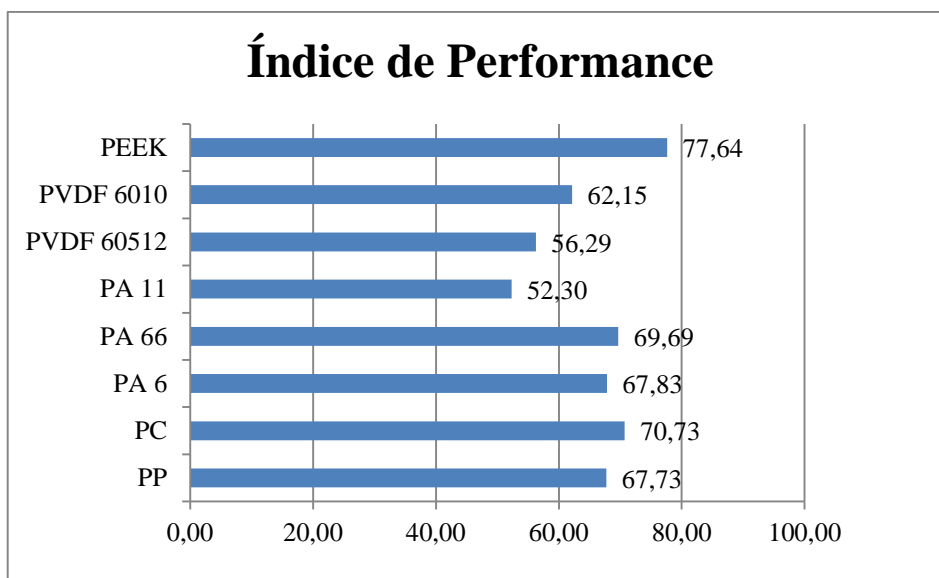


Figura 3.11 Comparação entre índices de performance para vários materiais anulares.

Discutimos a utilidade de obtermos um indicador de performance que ignore o custo bem como argumentamos *in supra* de que maneira que tal custo pode ser considerado de diferentes maneiras através de atributos de peso por custo e densidade. Deste modo, retiramos as comparações de custo da análise na tabela 3.3 o que nos resulta na nova distribuição de pesos evidenciada na tabela 3.5. Com tais dados podemos por fim, encontrar o γ' excluindo o custo da análise obtendo um novo gráfico para os índices de performance de cada material ilustrado na figura 3.12.

Matriz de Pesos	Fator Peso (α_i)
1 Densidade	0,12
2 Lim. Escoamento	0,20
3 Elong. Escoamento	0,12
4 Módulo de Elasticidade	0,22
5 Cond. Térmica	0,22
6 Tmax de Serviço	0,13
Total	1,00

Tabela 3.5 Distribuição de pesos para as propriedades excluindo-se o fator de custo.

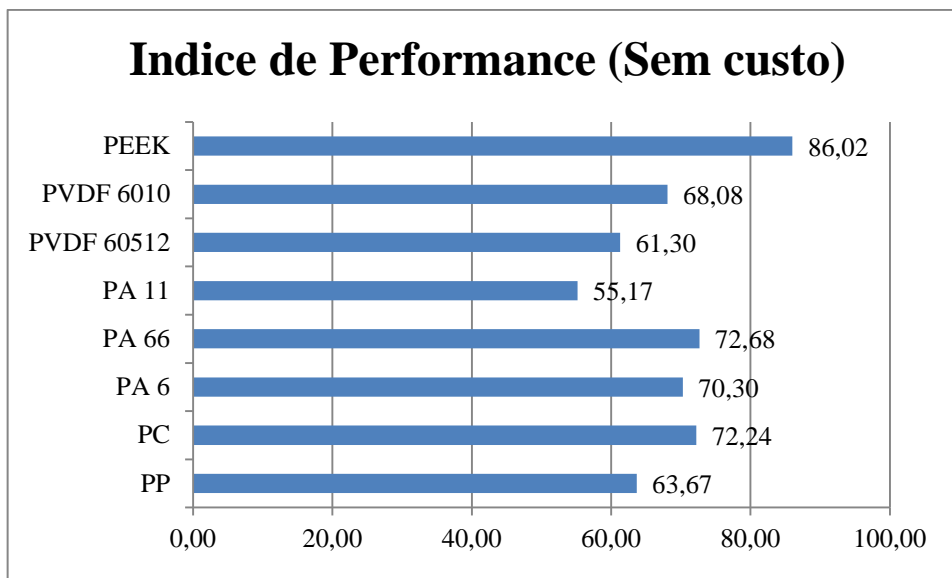


Figura 3.12 Comparação entre índices de performance para vários materiais anulares desconsiderando o custo.

Vemos que ao excluirmos a relevância do custo na análise o PEEK se destaca consideravelmente dos seus materiais concorrentes, entretanto o grupo de polímeros mais indicados para o uso permanece semelhante. Devemos citar que a tendência aqui observada é bastante semelhante aos dados encontrados na literatura. As figuras 3.13 e 3.14 confrontam a análise de materiais anulares efetuada pelo autor com a média dos índices de performance encontrados na literatura [22]. Notemos que as duas curvas se comportam de maneira aproximadamente semelhante obtendo as mesmas tendências em seus resultados, o que nos mostra a eficiência da lógica digital como uma forma sistemática de eliminar subjetividades na escolha de materiais adequados a uma determinada aplicação.

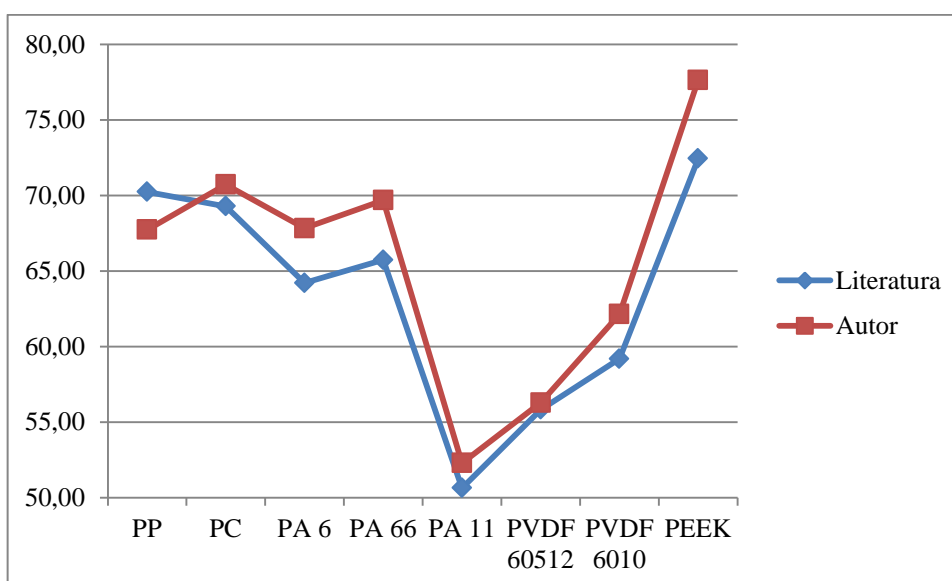


Figura 3.13 Comparação entre índices de performance encontrados na literatura [22] e calculados pelo autor desta obra.

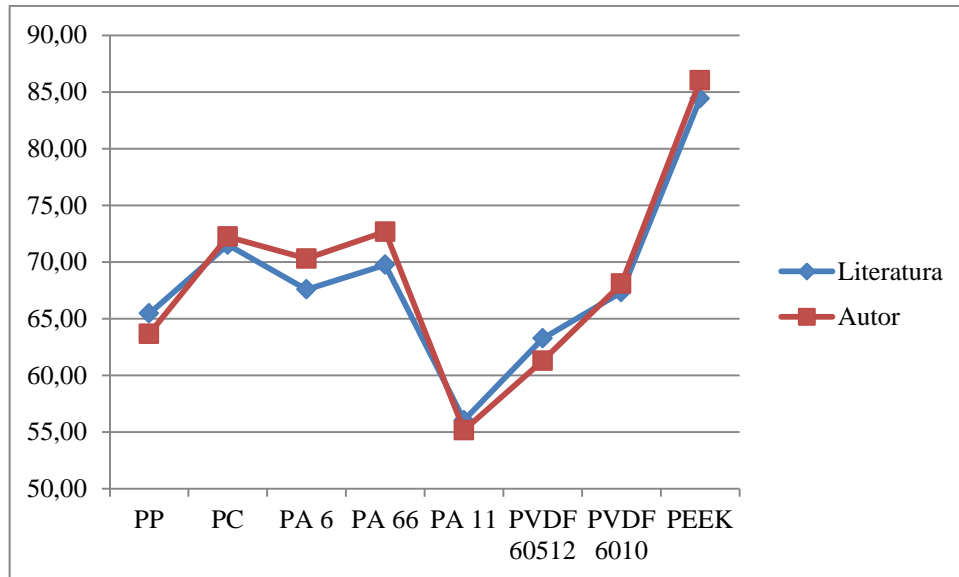


Figura 3.14 Comparação entre índices de performance encontrados na literatura [22] e calculados pelo autor. Custo é desconsiderado.

Os estudos indicam que com ou sem a relevância do custo o PEEK é o polímero mais indicado da lista para aplicações em águas profundas. Tal material teve maior destaque dos demais para os avaliadores que consideraram mais importantes os parâmetros estruturais no design de tubos. Para os que consideraram custo, e condutividade térmica mais relevantes o PP e o PC se mostraram com índices de performance mais próximos do PEEK. Uma decisão adequada deve ser tomada mediante a particularidade de cada situação.

Embora os processos de seleção acima sejam criteriosos e bastante robustos, apenas conseguem representar a aplicabilidade de cada polímero de um aspecto mais qualitativo. Portanto necessitam serem confrontados com cenários mais realistas de análise envolvendo estudos numérico-experimentais. Na literatura já podemos encontrar diversos estudos com polipropileno devendo ser desenvolvidos ademais estudos com o PEEK e o policarbonato.

3.5. Principais Redutores de Performance

O problema de definição do comportamento estrutural de um duto compósito é de complexidade tal que se torna inviável trabalhar-se com soluções algébricas conforme fora descrito. Entretanto, é possível baseado nos métodos numéricos fazermos análises de modo que possamos saber seu comportamento mediante a variação de determinados parâmetros. Todos os parâmetros negativos aos DPS continuam a influenciar também no comportamento de DS, com destaque para as relações de espessura e o módulo de elasticidade que de mais fácil controle nos processos de fabricação embora impliquem em um aumento de custo significativo quando são hiper-dimensionados. Aqui nosso interesse está em fazer uma abordagem mais qualitativa de modo a sabermos quais são os fatores de projeto que mais podem comprometer o desempenho dos tubos.

3.5.1 Efeito de Danos

Dutos em águas ultra-profundas estão submetidos a toda sorte de eventos que podem vir a danificá-los. Ferramentas em queda atingindo-os por impacto, algum esforço anormal durante a instalação, acúmulo de tensões residuais são alguns dos exemplos do que pode vir lhes acometer alterando tanto suas propriedades como principalmente sua geometria através de uma ovalização acentuada ou uma dentição que funcionará de fato como um “gerador de colapso”. Já sabemos que para dutos DPS e PIP a redução das pressões críticas do tubo podem ser tais que dependendo da pressão externa, venham a resultar em colapso propagante da linha. Desta forma, o fator dano é um evento de difícil ou impraticável previsão sendo necessário então sabermos de que maneira tais danos podem vir a comprometer os parâmetros mais importantes em projetos de dutos que são em respeito à pressão de colapso e à pressão de propagação.

Para investigar esta influência de dano é necessário fazer as devidas reformulações dos modelos numéricos de modo a acomodar o efeito do indutor de dano, e tais investigações devem ser calibradas e confrontadas com resultados experimentais. Nas seções anteriores discutimos uma metodologia experimental de indução de dano [18, 19] através de uma base plana e um bastão cilíndrico forçado contra o tubo assentado na posição horizontal. Pasqualino e Pinheiro *et al.*[24] com auxílio do ABAQUS desenvolveram uma rotina em MEF de modo a capturar o efeito de graus variáveis de dano em uma determinada seção do tubo, tal modelo é capaz de incorporar diferentes comportamentos plásticos e admite grandes deformações e rotações. O contato entre a superfície do bastão indutor de dano e o tubo foi incluído através da hipótese de superfícies de contato em que foi assumido um pequeno deslizamento entre as duas superfícies. Assim como em estudos anteriores, tanto condições de contorno de perfeita aderência como de não aderência foram estudadas seguindo as mesmas proposições já estudadas.

Geometrias de diferentes espessuras de parede e anular foram comparadas e por simplicidade o diâmetro do tubo interno e externo foram considerados iguais ($t_i = t_e$). O espaço anular foi modelado como sendo preenchido por polipropileno devido à sua grande disponibilidade e baixo custo, além disso, para as geometrias de estudo apresentou resultados mais próximos ao modelo de perfeita adesão do que o cimento. Comprimento de tubo (L) foi convencionado como sendo cinco vezes o diâmetro externo máximo ($5D$) e por isto, tubos com diferentes comprimentos foram estudados a medida que os diâmetros externos crescem e o indutor de dano consistia de uma superfície rígida esférica de diâmetro $0,5D_i$. Imperfeições iniciais foram incorporadas ao modelo em termos de deslocamentos iniciais conforme as equações (5) e (7). Devido a sua baixa influência na resposta estrutural de tubos e sua grande dificuldade de medição, os efeitos da excentricidade não foram incorporados na análise.

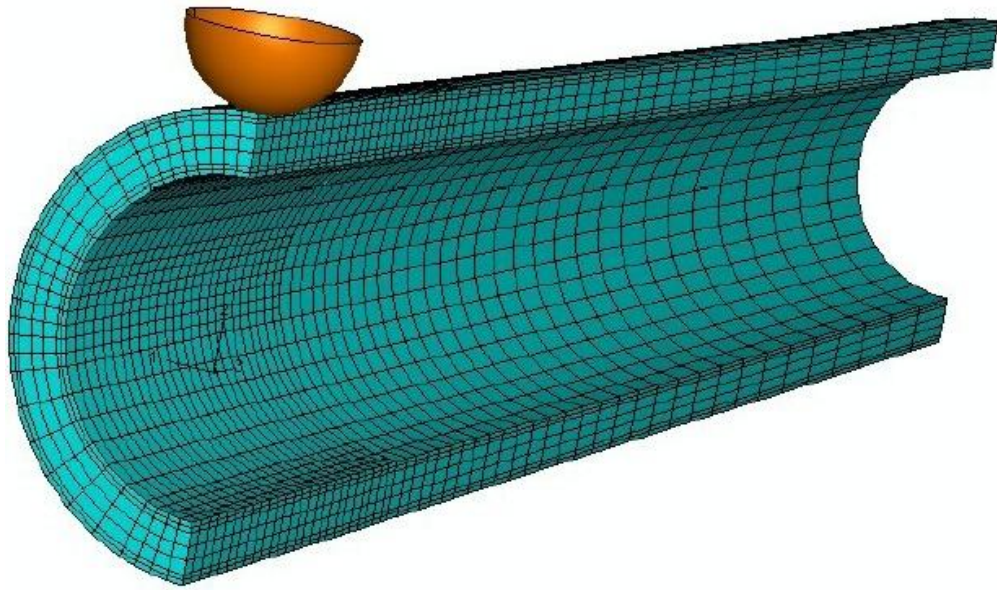


Figura 3.15 Malha de DS sendo danificado por um indentedor em deslocamento vertical [24]. Destaque para o maior refinamento nas proximidades de contato [24].

As malhas foram geradas seguindo lineares hexaédricos de oito nós conforme disponível na biblioteca do ABAQUS 6.5 para os tubos (C3D8), e uma formulação híbrida foi empregada para representar o comportamento hiperelástico do anular (C3D8H). Conforme Netto e Pasqualino *et al.* argumentaram [18, 19, 20] mesmo malhas mais esparsas conseguem apresentar uma boa convergência de resultados de modo que não seja necessários o emprego de malhas excessivamente finas que acarretam em um alto tempo de processamento conforme foi também identificado em estudo paramétrico por Pinheiro *et al.* [24]. Deformações plásticas consideráveis são esperadas nos extremos do $\frac{1}{4}$ (ou $\frac{1}{2}$) de circunferência analisados, ou seja, nas proximidades de 0° e 90° , de modo que as malhas foram modificadas para possuírem um maior refinamento nestes pontos objetivando capturar tais efeitos de altas não linearidades. Um maior refinamento também é esperado na região onde é esperado o contato com o indentedor definido como um comprimento D a partir da seção média. Desta forma conseguimos focar nossa atenção e esforço de cálculo mais refinado nos pontos onde realmente se espera as maiores não linearidades. Por fim, o deslocamento vertical do bastão foi variável para simular diferentes magnitudes de dano de $0,1D$, $0,25D$ e $0,5D$.

O primeiro resultado importante de se notar é em relação ao campo de tensões de Von Mises. Ao fim da indentedção a $0,5D_i$, as tensões no aço excedem consideravelmente a tensão de escoamento do material indicando que um tubo ao ser danificado pode escoar ou mesmo se romper instantaneamente a esta magnitude de dano. Entretanto na camada anular de PP evidencia-se que o campo de tensões é consideravelmente mais baixo mostrando que mesmo após este dano o material continua portando-se elasticamente o que possibilita a aplicação de polímeros mais rígidos de modo a contribuir melhor com a rigidez do material. Tanto para a geometria perfeita quanto para a ligeiramente ovalizada, a pressão de iniciação P_I cai consideravelmente com o incremento do dano. Tubos perfeitos (ou com uma ovalização inicial diferencial) para todos os três níveis de rigidez experimentam uma redução na pressão de iniciação que variam de 23 a 68% da pressão de colapso (em média 46% para geometrias perfeitas)

calculada para um duto íntegro em malha bi-quadrática de deformações planas tanto para casos de aderência perfeita ou totalmente sem aderência. Plotagem dos dados encontrados nas referências sugerem uma boa correlação linear entre a pressão de iniciação e a relação d/D_i onde d é magnitude de deslocamento de dano no tubo. O efeito da ovalização inicial na P_I é deveras pequeno principalmente para o caso de PA e tende a reduzi-la, exceto para o caso de maior rigidez.

Dutos Sanduíche de geometria inicial perfeita apresentam pressão de iniciação menor que a pressão de colapso correspondente para ambos os níveis de aderência entre camadas conforme esperado, porém, curiosamente o contrário é observado quando uma pequena deformação inicial de 0,5 % é considerada. Tais dutos apresentam P_I superior à sua P_{co} que pode ser justificada por dois motivos. O primeiro é em devido à forte queda da própria pressão de colapso quando uma imperfeição inicial é assumida principalmente para considerações de não aderência. A segunda razão é devida ao modo de falha do tubo, tubos danificados e inicialmente ovalizados tendem a experimentar o modo de falha em “U” enquanto tubos íntegros falham no modo “dog-bone”. Modos de falha em “U” necessitam de maior energia para se processar conforme discutidos nas seções anteriores sendo assim justificada sua maior pressão de iniciação em relação à pressão de colapso.

3.5.2 Efeito do Gradiente Térmico

Polímeros termoplásticos embora não sofram alterações permanentes de suas propriedades com a temperatura ainda se comportam de maneira distinta. No caso um DS em águas profundas em que no interior se conduz óleo, ou gás natural a altas temperaturas e seja o meio externo as águas gélidas do leito oceânico, sabemos que irá se desenvolver um fluxo térmico contrário ao gradiente de temperatura. A tendência é que se perca calor do fluido conduzido gerando um problema relevante em garantia de escoamento para o qual no caso do óleo, a preocupação é sobre a decantação de parafinas, já para o gás, o risco maior é em detrimento da formação de hidratos de metano. A obstrução nos dois casos é problemática, porém, os hidratos representam uma preocupação especial em virtude de sua mais difícil remoção e sua inflamabilidade. Contudo, não somente o resfriamento do fluido é preocupante, sabemos que se desenvolverá um gradiente térmico entre o tubo e o meio externo de modo que as propriedades do material anular principalmente podem ser drasticamente alteradas. Cimento sofre uma pequena influencia em suas propriedades com a temperatura, bem como o caso do aço em níveis de temperatura moderados. Portanto, devemos focar nossas atenções em tubos com polímeros em seu anular.

Polímeros termoplásticos tendem a se tornar mais “fluidos” com o aumento da temperatura e deste modo sua viscosidade aparente reduz. Deste modo o modelo de representação numérica do comportamento elastoplástico anular a partir do modelo hiperelástico de Marlow, disponível no corpo do ABAQUS [25] fica comprometido, uma vez que deve ser modificado para incorporar não diretamente o gradiente térmico e sim a variação radial da temperatura ao longo do anular. O modelo hiperelástico foi calibrado com ensaios de compressão uniaxial em dois tipos de polímeros diferentes, o PP e o Nylon 6.6, para as temperaturas [22] de 25, 50, 75

e 90°C. Observa-se uma queda considerável no módulo de elasticidade aparentes destes dois materiais com o decréscimo térmico. O primeiro passo no objetivo de caracterizar de maneira mais realista o comportamento do tubo com o gradiente térmico é conhecer a variação de suas propriedades, o passo seguinte é conhecer o perfil de temperaturas no DS principalmente no espaço anular que é onde há seu maior efeito.

Podemos estudar o problema de transmissão térmica através de certas suposições. Evidentemente que em uma tubulação longa sem geração interna de calor assentada no leito oceânico a temperatura do fluido interno irá reduzir ao longo da linha. Mas estamos interessados aqui em avaliar o caso crítico onde a temperatura do fluido conduzido é a máxima de entrada e a temperatura externa é constante. Adotando uma seção unitária de tubo transportando óleo (ou gás) em seu interior podemos tratar o problema de transmissão como um fluxo térmico unidimensional no sentido para fora do tubo. Conhecendo-se as condutividades térmicas do aço, e do polímero anular, nos resta saber a resistência de contato. Entretanto, não existe ainda um consenso sobre qual a resina mais adequada para garantir os níveis de aderência desejados, tal parâmetro age tendendo a aumentar a capacidade de isolamento do, adicionalmente a resistência de contato constitua uma parcela pequena e de difícil predição quando comparada às demais variáveis. Por tais razões, seus efeitos podem ser desprezados.

Conhecendo as propriedades dos sólidos componentes do compósito, deve-se conhecer a capacidade de transmissão de calor do fluido interno. Para gases e líquidos seu coeficiente de convecção h é uma função dos parâmetros do fluido em função do número de Nusselt e da condutividade térmica do fluido.

$$h = \frac{Nu_D k}{D_i} \quad (42)$$

Em escoamento completamente desenvolvido e em regime turbulento (como de se esperar de um escoamento a altas vazões) em tubo circular a correlação empírica de Dittus-Boetter pode ser utilizada para o cálculo do número de Nusselt, em resfriamento.

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{0,3} \quad (43)$$

A equação acima pode ser usada para faixas de números de Reynolds acima de 10.000, números de Prandtl entre 0,7 e 160 e tubos 10 vezes maiores que seu diâmetro. Casos mais particulares podem ser encontrados na literatura [21]. A temperatura do leito oceânico é considerada 20°C e sua condutividade de difícil previsão por métodos que envolvam teoria da convecção natural uma vez que se nenhum controle sobre as correntes marinhas. Desta forma, a condição de contorno utilizada foi a de temperatura de parede constante e igual a 25°C. A definição de resistência térmica pela equação (44) permite o cálculo do fluxo térmico a partir da Lei de Fourier modificada (45).

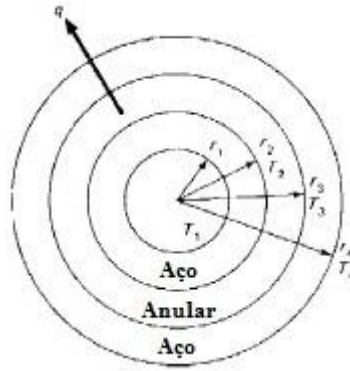


Figura 3.16 Corte transversal esquemático de um tubo de 3 paredes compostas.

$$R_{tot} = \frac{1}{2\pi r_1 h L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_{aço} L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_{anular} L} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi k_{aço} L} \quad (44)$$

$$q = \frac{T_{ext} - T_{fluido}}{R_{tot}} \quad (45)$$

Finalmente, podemos obter o perfil de temperaturas do duto resolvendo-se a equação do calor (46) em sua forma adequada em coordenadas cilíndricas e sem geração, acúmulo de energia e em condução por regime permanente.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(k \cdot r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (46)$$

Que sendo uma equação diferencial de segunda ordem necessitará de duas condições de contorno, o coeficiente k não é constante ao longo do tubo devendo a equação (46) ser integrada ao longo do seu anular e usada conjuntamente com a Lei de Fourier. Tendo em mãos o perfil de temperaturas e os ensaios mecânicos para os materiais poliméricos a diferentes faixas níveis térmicos o modelo numérico pode ser modificado para representar o gradiente térmico a temperaturas nodais prescritas, representando assim de maneira mais realística o comportamento do material.

Análises numéricas dos efeitos térmicos na resposta mecânica de tubos sanduíche buscaram confrontar a pressão de colapso do tubo a temperatura ambiente 25°C (na qual as propriedades são normalmente medidas), com a P_{co} obtida com um gradiente térmico de 25 a 90°.

Material anular	P_{co} [Mpa]		
	25°C	25-90°C	Variação %
PP	25,4	15,3	39,8%
PA 6.6	25,7	14,7	42,8%

Tabela 3.6 Resultados de modelo numérico para pressão de colapso [22].

Vemos que embora o PA 6.6 atinja resistência a compressão maior que o PP, seus resultados de pressão de colapso são aproximadamente iguais, indicando que características individuais não definem a melhor aplicabilidade de um polímero, sendo necessário corroborar os métodos de decisão descritos na seção 3.4 com simulações numéricas completas. Nos estágios iniciais

de colapso, o anular experimenta deformações máximas por volta de 1% evidenciando que o polímero ainda se encontra nos seus estágios iniciais de carregamento e ainda se comportando de maneira elástica. Os módulos de elasticidade nestes estágios iniciais são semelhantes para os dois polímeros e de maneira geral, quanto mais rígido o material melhor sua contribuição para a rigidez total do tubo, sendo assim, os dois polímeros irão resistir de maneira semelhante. Notamos que a pressão de colapso em ambos os polímeros sofre uma queda considerável, de 39,8% para o PP e de 42,8% para o PA 6.6, este valor é significativo e concluímos que o gradiente térmico é um fator que não deve ser deixado de lado nas simulações estruturais de dutos sanduíche conforme feito estudos até então. Estudos mais aprofundados devem avaliar experimentalmente este efeito e estudar o emprego de polímeros que sofram menor variação de suas propriedades constitutivas com a temperatura de trabalho.

3.5.3 Efeito da Aderência

Adesão entre camadas é considerada nos capítulos anteriores um fator limitante no desempenho de Dutos Sanduíche, e é uma consideração importante nos modelos numérico quando da definição das condições de contorno de contato. Estudamos usualmente as condições extremas de não adesão e de adesão perfeita a partir da qual pode-se construir uma janela operacional para uma determinada geometria de tubo. Sabemos que o desempenho máximo é obtido para o caso ideal de perfeita aderência (PA) decerto que esta deve ser a configuração de fabricação ideal alvo de um tubo. Entretanto, sabemos que a idealidade raramente é obtida para quaisquer aplicações práticas, ou sua excelência seja tão custosa que acaba por inviabilizar o projeto. Por isto, devemos conhecer adequadamente o nível de adesão para cada processo de fabricação e fazer alteração numérica em modelos de previsão de modo a obtermos uma representação mais realística do comportamento de um tubo.

Boa adesão é conseguida na fabricação de tubos. O procedimento padrão na indústria é similar à fabricação de DPS com revestimentos em multi-camada. O duto interno é jateado com granalhas de aço objetivando aumentar sua rugosidade, é pré-aquecido e revestido com resina epóxi. Em seguida, uma camada de polímero é extrudada lateralmente ao tubo até que se obtenha a espessura anular desejada. Adesivo estrutural é aplicado ao duto externo onde por fim o duto interno já revestido é deslizado para o seu interior [26]. Juntas devem ser projetadas sempre que possível, para que o carregamento predominante seja o de cisalhamento, de modo que resulta em uma junta mais econômica e resistente à falha, e o adesivo não deve ser demasiadamente espesso para que não se aumente demais o nível de tensões e deformações. No caso de um DS o aumento da ovalização irá induzir um cisalhamento na direção circunferencial, e combinação de tração com compressão deverá ocorrer entre as camadas. Estefen e Castello [26] conduziram testes de cisalhamento puro em 3 tipos diferentes de modo a medir e comparar o desempenho de diversos tipos de adesivos.

O primeiro teste constituiu em um esquema de duas peças metálicas e uma placa quadrada de polipropileno com o respectivo adesivo de teste. Como objetivo, buscou-se comparar o desempenho de diferentes adesivos. O corpo de prova foi deslocado lentamente à taxa de

1mm/min em equipamento de ensaio de tração. O adesivo a base acrílica 3M obteve valores significativamente superiores ao de base em borracha PANG.

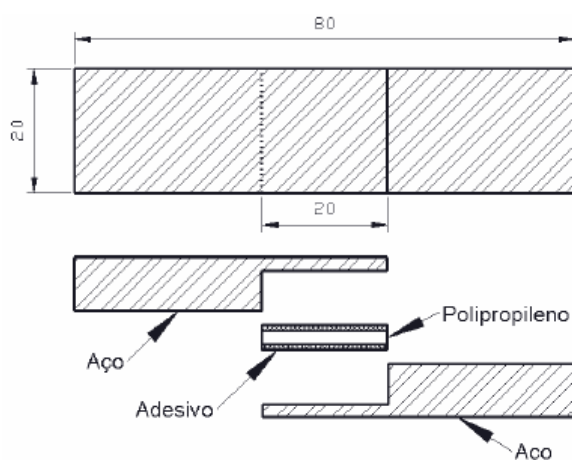


Figura 3.17 Esquema de corpo de teste de ensaio de aderência por cisalhamento puro [26].

O segundo teste foi o de aderência ao tubo externo onde foram avaliadas duas condições de rugosidade de parede. A interface colada ao PP foi feita manualmente através da aplicação simultânea de adesivos em bisnagas com o encamisamento, e a superfície interna dos corpos de prova foi jateada para aumentar a rugosidade. O teste consistiu em cisalhar a união com esforços axiais contrários com o auxílio de um anel de aço com diâmetro coincidente ao diâmetro do duto sanduíche para apoiar o corpo de prova na base e na célula permitindo um deslocamento total de 30 mm após a falha. Os valores de cisalhamento sem rugosidade foram ligeiramente inferiores e a tensão de cisalhamento máxima obtida esteve em torno de 60% do valor obtido na deformação plana. Tais resultados indicam a dificuldade de se obter uma aplicação adesiva de qualidade em um tubo em comparação com o caso simples de aplicação em placa plana, o que sugere uma melhoria no processo de montagem bem como que se busque geometrias cada vez mais perfeita. Tais valores servem como base na seleção de um adesivo que melhor se adéque a DSs.

Por fim, o teste de adesão ao duto interno foi conduzido com cortes de dutos revestidos com polipropileno unidos por FBE (*primer* epóxi) conforme o processo de fabricação acima citado, sem é claro, que tenha havido o encamisamento. O nível de tensões obtido foi significativamente superior ao tubo externo e alcançou valores próximos aos de falha do lado do metal que se tenha arrancado a tinta do aço. Isto indica que o procedimento adotado é capaz de alcançar o nível de adesão necessária ao desempenho ótimo do DS uma vez que a aderência alcança valores próximos aos de resistência do polímero na região de contato.

Modelos de simulação de adesão parcial entre camadas foram desenvolvidos recentemente por autores já citados nesta obra (Estefen e Castello *et al.*), no qual um modelos contato friccional entre camadas foi comparado com um modelo de molas não lineares foram comparados encontrando boa correlação. Estefen e Castello [26] desenvolveram então um modelo de contatos por forças de coesão que foi proposto para avaliar resultados anteriores, tal método assume a espessura de adesivo como sendo próxima a zero de modo que não são analisadas as tensões e deformações na camada de adesivo.

A seção coesiva é modelada por um material linear elástico, associado à iniciação e evolução de dano. O material como possui uma espessura constitutiva independente da sua espessura geométrica na definição de suas propriedades. Tal espessura é utilizada na definição de separações e deformações em cada direção e adotando-se valor unitário tais valores se igualam. Seja ε e δ a deformação e as respectivas separações características na direção i e T_0 a espessura constitutiva inicial do adesivo, define-se:

$$\varepsilon_i = \frac{\delta_i}{T_0} \quad (47)$$

Define-se também uma rigidez de interface isotrópica em função da elasticidade do material.

$$K_i = \frac{E_i}{T_0} \quad (48)$$

Com tais definições foi possível estabelecer um critério de falha baseado na tensão nominal máxima na direção i (t_i^0), onde é assumido que a falha ocorre sempre que a razão entre quaisquer tensões atuantes em suas respectivas direções igualam à unidade. A evolução de dano pode ser adotada para representar a queda da resistência da união com o cisalhamento através da introdução de uma variável de dano D_{am} que inicialmente é nula, e evolui para 1 quando a falha total é alcançada. Quando a falha ocorre, a tensão trativa é nula e não há nenhuma resistência na junta à deformação. A tensão normal compressiva também não causa dano, uma vez que age mantendo as superfícies sobre contato.

$$t_n = \begin{cases} (1 - D_{am})\bar{t}_n, & t_n \geq 0 \\ \bar{t}_n, \bar{t}_n < 0 \end{cases} \quad (49)$$

$$t_{s,t} = (1 - D_{am})\bar{t}_{s,t} \quad (50)$$

Um modelo de descarregamento linear de deslocamentos foi utilizado para calcular a evolução do dano após iniciação da falha através das equações (6) e (7) de [26], valores dos deslocamentos dependem fortemente da rigidez do adesivo E_i .

A figura 3.18 apresenta um gráfico comparativo de pressões de colapso para uma determinada geometria de tubo em função da força de adesão. As curvas foram calculadas com o modelo coesivo e o modelo de molas. Observamos que há uma excelente correlação entre os dois modelos e modo que o modelo de molas apresenta resultados mais próximos da realidade. Notamos que a P_{co} em torno de 25% quando a força adesiva cai de 14 MPa para o caso de baixa força adesiva, 0,5 MPa. Além disso, percebemos que acima de 7 MPa de força adesiva, a resistência ao colapso do DS não sofre variação significativa, indicando que não seja necessário adesivos exageradamente fortes para garantir um desempenho satisfatório. O efeito da perda de adesão é maior quando a estrutura é submetida á flexão longitudinal onde há maior presença de forças cisalhantes na direção circunferencial aumentando o dano à resistência adesiva do tubo.

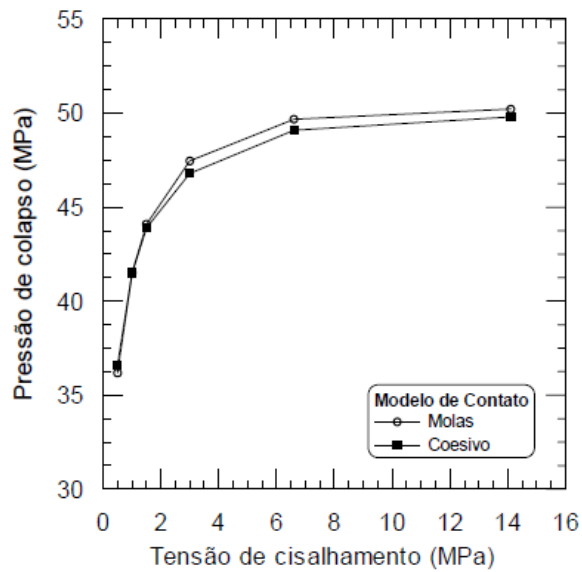


Figura 3.18 Comparação de pressões de colapso contra força adesiva para dois modelos de simulação [26].

Embora os modelos numéricos tenham apresentado relativo sucesso em prever o comportamento do tubo para diversos níveis de adesão, tais modelos foram fiéis em reproduzir apenas resultados para protótipos em pequena escala. Para tubos em águas profundas realísticos onde os níveis de tensão excedem consideravelmente os valores típicos obtidos *in supra* de em torno de 14 MPa, o adesivo falha mais rapidamente levando o tubo a um colapso prematuro. Para tais dutos é necessário avaliar novas formas de fabricação bem como adesivos alternativos a garantir a sua aplicabilidade.

4. Exposição do Cenário Prático

Agora que abordamos uma visão geral sobre o desing de dutos e seus gargalos, podemos atacar o objetivo final deste trabalho que é comparar a concepção em dutos sanduíche contra a tradicional em dutos simples. O texto *in supra* nos revela diversos pontos positivos acerca dos dutos sanduíche, entretanto lembramos que nosso objetivo neste trabalho é avaliar se tais tubos podem apresentar-se como soluções viáveis para gasodutos em águas ultra-profundas. Para tal, investigaremos um cenário prático construído com a concepção tradicional e em seguida substituiremos pelo conceito em DS. Por fim, estimaremos o custo do empreendimento de modo que possamos definir sua viabilidade.

O cenário aqui proposto é o gasoduto Lula-Mexilhão a ser descrito a seguir. Este gasoduto de mais de 200 km é considerado um projeto estratégico no desenvolvimento do pré-sal e no abastecimento de gás para o mercado da região sudeste representando uma maior flexibilidade para o desenvolvimento da indústria nacional que é cada vez mais crescente. Embora busquemos nos aproximarmos o máximo possível, a escassez de dados práticos divulgados levará a tomarmos certas simplificações. Em tais situações, as devidas considerações serão apontadas.

4.1. Sobre o Gasoduto Lula-Mexilhão

Considerado o investimento mais importante da Petrobrás em 2010/2011 em vista de sua grande importância estratégica, o gasoduto Lula-Mexilhão é fruto do consórcio entre Petrobrás (Operadora, 65%), BG Group (25%), Petrogal Brasil S.A. – Galp Energia (10%) para o desenvolvimento do bloco BM-S-11 na Bacia de Santos e contempla os campos de Lula, e Iara. O gasoduto visa exportar a produção de gás natural do campo de Lula à plataforma de Mexilhão e possui capacidade de exportação de 10 Mm³/d o que corresponde a cerca de 20% do consumo nacional. O gasoduto possui 216 Km de extensão opera a uma pressão máxima de bombeio de 250 bar. Configura o maior gasoduto em comprimento e profundidade em duto rígido já construído no Brasil. Seu grande diâmetro de 18”(457,2 mm), representa um desafio à parte em termos de design, pois requer uma espessura considerável refletindo em maior peso em aço e conseqüentemente maior complexidade de instalação.

O gasoduto parte de uma profundidade de 2145 metros onde está instalado o PLET do campo de Lula (antigo Tupi) até o PLEM conectado à Plataforma de Mexilhão (PMXL-1) a uma coluna d’água de 172 metros. Ao chegar à Mexilhão o gás produzido é exportado gasoduto já existente até a Unidade de Tratamento de Gás Monteiro Lobato em Caraguatatuba – SP (UTGCA), um duto de águas rasas de 34” de diâmetro interno que percorre 146 Km até o seu destino.



Figura 4.1 Esquema ilustrativo do gasoduto Lula-Mexilhão [29].

A instalação dos dutos ficou a cargo do consórcio entre Technip e Allseas, já o fornecimento de tubos foi garantido pela Tenaris Confab e Corus contratadas diretamente pela Petrobras. Os contratos foram firmados em 2009, mas as operações só foram iniciadas em março 2010 com a chegada do navio Solitaire da Allseas ao Brasil. A Solitaire se trata da maior embarcação de pipelaying do mundo com 397 m de comprimento e 40,6 metros de boca. Seu Stinger de quase 100 metros possui a capacidade de lançamento de dutos rígidos a profundidades de até 2.775 m pelo método S-Lay de diâmetros totais variando entre 2 e até 60 polegadas. Com auxílio desta moderna embarcação, as obras do gasoduto terminaram no fim de 2010. O empreendimento representou um investimento total de US\$ 730 milhões dos quais cerca US\$ 300 foram gastos apenas com serviços de instalação. Além da tubulação, o projeto conta com sete válvulas, um PLET raso, um equipamento in line, e um PLEM e um PLET em águas profundas. O gasoduto Lula-Mexilhão foi posto em operação no dia 16 de setembro de 2011.

4.2. Planejamento da Rota

O gasoduto em análise possui originalmente em torno de 216 km de extensão e não é perfeitamente retilíneo, ele consta de desvios da linearidade de modo a transpor certas barreiras naturais como falhas, vãos, fossas, zonas rochosas e etc. Infelizmente não se encontram dados a literatura em abundância para avaliarmos corretamente estas questões. Portanto faremos simplificações de modo a podermos efetuar nosso estudo.

4.2.1 Limites do Gasoduto

A primeira simplificação diz respeito aos pontos inicial e final da tubulação. Sabemos que o gasoduto liga a produção de gás do pré-sal do campo de Lula ao manifold submarino da plataforma de mexilhão, entretanto não sabemos o local exato onde estes contatos ocorrem. Desta

forma, tomaremos como referência dos extremos do gasoduto as coordenadas geográficas da plataforma PMXL-1 (Mexilhão) e do FPSO Cidade Angra dos Reis (Lula). As coordenadas são apresentadas na tabela 4.3. Esta nova localização nos dará uma nova distância de 204,3 km através da fórmula de Vincenty para cálculo de distância por coordenadas geográficas, que é inferior ao comprimento de tubulação real, entretanto, será esta a medida adotada neste estudo.

	Latitude	Longitude
PMXL-1	24° 21' 05" S	044° 23' 02" W
FPSO Cidade Angra dos Reis	25° 32' 58" S	042° 50' 47" W

Tabela 4.1 Coordenadas das UEP dos campos em estudo, fonte da página da Diretoria de Hidrografia e Navegação [30].



Figura 4.2 Na esquerda, a plataforma fixa PMXL-1 de Mexilhão, à direita, o FPSO Cidade de Angra dos Reis do bloco BM-S-11 [27].

4.2.2 Faixas de Lâmina d'água

Foi dito que a profundidade característica deste empreendimento varia de cerca de 2 km a apenas 170 m. Mantermos a mesma espessura para todo o percurso implicaria em um hiperdimensionamento da linha nos trechos mais rasos o que nos refletiria em um aumento do custo de projeto considerável. Buscaremos então, adotarmos faixas de espessuras para cada trecho da rota percorrida pelo gasoduto sem contudo, exagerarmos nesta abordagem de modo a não provocarmos dificuldades logísticas à instalação.

A profundidade inicial de projeto é de 2.145 m, porém, no trecho até 2.000 m, sabe-se que o gasoduto passa por trechos onde atinge uma profundidade máxima de 2.230 m. Desta forma, nos trechos iniciais a tubulação será dimensionada com base nesta profundidade máxima. O critério aqui utilizado foi desenvolvido tomando em base os dados disponíveis no mapa da Bacia de Santos disponibilizada pela ANP [32]. Tal mapa nos apresenta linhas de profundidades de 2.000, 1.000, e 400 metros entre as coordenadas tomadas como referência. Assim, dimensionaremos os dutos para 2.230 m no trecho inicial (no campo de Lula), dimensionado assim até cortar a linha de 2.000 m. De 2.000 a 1.000 consideraremos um trecho de mesma inclinação, onde metade da distância total será projetada para 2.000 e a outra metade para

1.500. A tubulação será construída para resistir a 1000 até cortar a linha dos 400 m, quando será assim dimensionada neste patamar até o seu destino final no PLEM localizado no campo de Mexilhão. Como conhecemos apenas os pontos os pontos horizontais e lâmina d'água tomaremos o cuidado para não desprezarmos a ligeira inclinação e calcularemos o comprimento real de duto usando teorema de Pitágoras. As distâncias dos trechos foram estimadas usando o mapa da referência [32], e a tabela com a distância estimada será apresentada *in infra*, bem como um esquema do mapa de projeto. Disparidades entre a distância estimada e a calculada pela fórmula de Vincenty são devidas a imprecisões na leitura do mapa, porém não comprometem o objetivo deste projeto.

Profundidade Inicial (m)	Profundidade Final (m)	Distância Horizontal (m)	Comprimento de Tubo (m)
2145	2000	91525,42	91525,54
2000	1500	31779,66	31783,59
1500	1000	31779,66	31783,59
1000	400	40677,97	40682,39
400	200	8898,305	8900,552
Total		204661	204675,7

Tabela 4.2 Faixas de profundidades e respectivos comprimentos de tubulação de projeto.

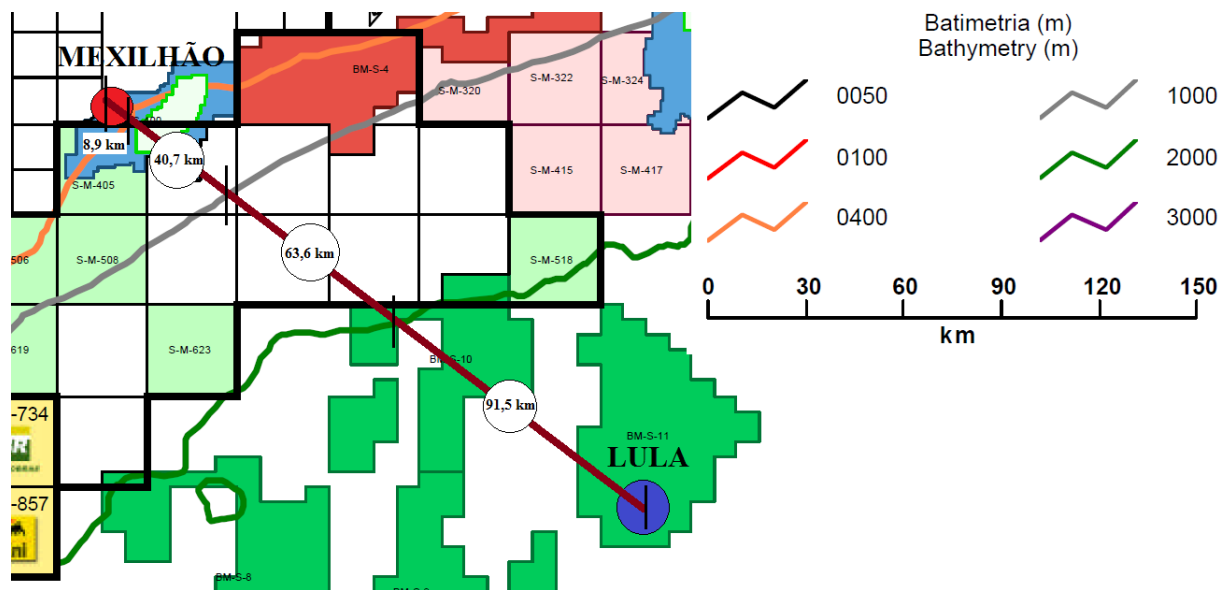


Figura 4.3 Desenho esquemático de rotas de tubos tomando como base o mapa [31].

4.2.3 Especificações Técnicas

Sinalizamos aqui as especificações mínimas tanto para o caso em DPS quanto para a tubulação feita pela concepção DS.

- Diâmetro nominal interno: 18 polegadas (457,2 mm)
- Profundidade máxima: 2.230 m
- Profundidade mínima: 172 m
- Faixas de profundidade de projeto: 400, 1.000, 1.500, 2.000 e 2.230 metros

- Fluido conduzido corrosivo: Sim
- Pressão máxima de bombeio: 250 bar (25 MPa)
- Gravidade: 9,81 m/s²
- Densidade do aço: 7800 kg/m³
- Densidade do Polipropileno: 910 kg/m³
- Densidade da água do mar: 1.025 kg/m³
- Ovalização inicial: 0,5%
- Espessura de corrosão: 3 mm
- Aço Utilizado: X-60 API SPEC 5L
- Rota dos tubos retilínea

5. Dimensionamento de Dutos

Neste presente trabalho adotaremos metodologias diferentes de dimensionamento para as duas concepções, estas diferenças se devem às particularidades de cada caso. O critério de dimensionamento de duto sanduíche será formulado tomando como base o de tubos simples. A seguir, apresentamos os resultados de cada análise.

5.1. Dimensionamento de Dutos Parede Simples

Para o cenário desenvolvido com dutos simples, o critério de dimensionamento utilizado será baseado na norma DNV-OS-F101 conforme descrito na seção 2.4 deste trabalho. Os dutos serão dimensionados pelo conceito da Pressão de Colapso, e sobre carregamento estático de compressão externa. A pressão de propagação será calculada pelo critério de Melosh e uma vez que estamos dimensionando pela pressão de colapso, *buckle arrestors* deveriam ser empregados de modo a evitar colapso propagante. Para todas as geometrias de tubo selecionadas a análise quanto à estabilidade para sobre pressão interna, uma vez que a pressão de bombeio máxima de 250 bar excede a pressão externa limite em cerca de 15 MPa.

5.1.1 Cálculo de Espessura de Tubo

No procedimento adotado foram selecionadas diversas espessuras nominais. Para cada espessura selecionada, calculou-se sua pressão de colapso segundo a metodologia aqui selecionada baseadas nos parâmetros mínimos de projeto. Os fatores de segurança empregados foram apresentados na tabela 2.1 e as propriedades do aço X-60 utilizadas são as mínimas de desempenho para o dado aço conforme a norma API SPEC 5L (tabela 5.1). Comparou-se a pressão de colapso calculada com a pressão externa dos cinco níveis de profundidades escolhidas no projeto, a espessura mínima que atendia ao critério de pressão externa foi a selecionada. Para tal espessura, verificamos se esta atende o critério de sobre pressão interna, caso não atenda, seleciona-se a espessura subsequente e repetimos o procedimento até que se chegue à espessura de tubo adequada. Uma rotina em Wolfram Mathematica 7.0 foi desenvolvida para investigar o comportamento da pressão de colapso com o aumento da espessura para o duto de espessura nominal interna de 18” em estudo neste projeto. Os resultados se resumem na figura 5.1.

Propriedades do Aço X-60	
σ_o	414 MPa
σ_u	517 MPa

Tabela 5.1 Propriedades do aço X-60 conforme norma API SPEC 5L.

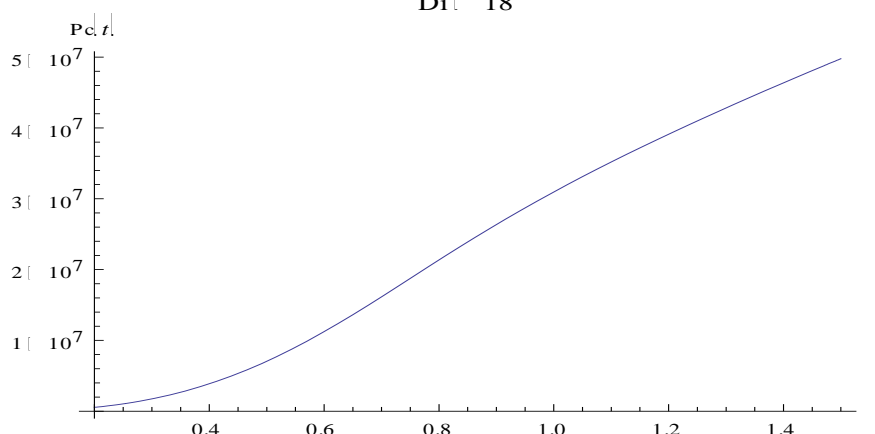


Figura 5.1 Curva de Pressão de Colapso (Pa) contra a espessura (pol).

Como podemos verificar a espessura possui a espessura de aço possui a capacidade de aumentar fortemente a resistência ao colapso, entretanto também aumenta o peso em aço, e com isto os custos. A tabela a seguir apresenta os resultados de espessuras selecionadas para cada faixa de profundidades, os cálculos para todas as espessuras selecionadas são apresentados no apêndice A.

Resultados do Dimensionamento						
Lâmina d'água	Critério DNV		Critério de Melosh		Pressões Críticas	
	Espessura Mínima (in)	Espessura Mínima (mm)	Espessura Mínima (in)	Espessura Mínima (mm)	P_c (Mpa)	P_{pr} (Mpa)
2230 - 2000	1,272	32,300	1,742	44,238	41,8	13,4
2000 - 1500	1,178	29,913	1,648	41,851	38,3	11,3
1500 - 1000	1,000	25,400	1,460	37,076	31,0	7,86
1000 - 4000	0,750	19,050	1,178	29,913	18,8	4,08
400 - 172	0,500	12,700	0,812	20,625	7,05	1,58

Tabela 5.2 Resultados dos cálculos de espessuras mínimas de tubo para cada faixa de profundidades.

5.1.2 Seleção de Dutos Parede Simples

Agora que sabemos a espessura de cada trecho podemos avaliar o custo da tubulação com DPS. Como já fora sinalizado, não podemos precisar com certeza o custo de tal empreendimento, entretanto, como nosso objetivo aqui é fazer apenas uma análise comparativa, já nos é suficiente valores estimativos. Mediante extrapolação para preços de custo análogos disponíveis em catálogos diversos, chegou-se a conclusão de que uma boa estimativa para o preço do aço empregado aqui seria de R\$ 3,98/kg (1,99 USD/kg) [32, 33], trabalharemos com este valor constante independente da espessura adotada. Sobre o custo de solda, comentaremos no capítulo a seguir. Por fim, será acrescentado 3 mm de sobre-espessura de corrosão conforme sugerido pela norma DNV, não serão abordados outros métodos de controle de corrosão, como pintura ou proteção catódica neste trabalho.

Custo da Tubulação			Densidade do aço		7800 kg/m ³	Preço do aço	1,99 USD/kg
Faixas de Profundidades	Comprimento de tubo (m)	t (mm)	P _s (kg/m)	P _{sub} (kg/m)	Custo Métrico (USD/m)	Custo do Trecho (USD)	
2230 - 2000	91525,71	35,300	426,02	201,76	847,78	77.593.618,71	
2000 - 1500	31783,59	32,913	395,28	175,06	786,61	25.001.179,29	
1500 - 1000	31783,59	28,400	337,94	125,25	672,50	21.374.579,31	
1000 - 400	40682,39	22,050	258,95	56,64	515,31	20.964.028,20	
400 - 172	8901,23	15,700	181,93	-10,25	362,05	2.222.673,64	
Total	204676,52					USD 148.156.079,15	

Tabela 5.3 Resultados da análise de custo do gasoduto Lula-Mexilhão.

5.2. Dimensionamento de Dutos Sanduíche

Uma vez que se trata de uma tecnologia nova, não existe uma norma e métodos analíticos criteriosos como o critério DNV para dimensionamento de dutos sanduíche. Portanto, o dimensionamento de DS aqui proposto será abordado de forma direta a partir de simulações computacionais completas a partir do ABAQUS, conforme descrito ao longo capítulo 3. Os tubos serão selecionados de forma a otimizar o custo, desta forma escolheremos a geometria de uma lista que nos proporcione o menor custo métrico possível para cada faixa de profundidades. Toda a linha será dimensionada em dutos sanduíche com Polipropileno em seu anular, e aço API X-60 compondo os tubos interno e externo. As curvas tensão-deformação de input no nos cálculos foi obtida de resultados de testes de tração disponíveis no LTS/COPPE tanto para o PP quanto o aço. Finalmente, não consideraremos a espessura de corrosão, uma vez que não estamos tratando da norma DNV. De fato, usar uma sobre-espessura seria desvantajoso para DSs em virtude de seu grande diâmetro externo. Uma pintura anti-corrosiva deve ser prevista em projetos deste tipo, ou outro mecanismo de controle.

5.2.1 Cálculo da Pressão de Colapso

Assim como no case anterior dimensionaremos o duto sanduíche a partir da sua pressão de colapso. Os tubos foram modelados com elementos contínuos, quadráticos de 8 nós (CPE8) disponíveis no pacote ABAQUS Standard. Imposições de simetria reduziram o problema a ¼ de circunferência. A malha foi composta de 2 elementos radiais para cada camada, e 20 elementos na direção circunferencial, e mostrou-se adequada para representação de colapso de DS sobre pressão externa. O carregamento imposto foi definido como um incremento de externa pressão uniforme pelo método de Riks. Todos os cálculos foram feitas para a condição de adesão perfeita e, como se sabe, esta condição é dificilmente conseguida na prática com o conhecimento atual. Entretanto, para as geometrias de tubo em estudo os modelos numéricos apresentaram problemas de convergência para a condição de não adesão e como descrito na seção 3.5.3, métodos de previsão da condição mais realística, de adesão parcial ainda estão em desenvolvimento. Portanto, adotaremos duas condições de análise, uma otimista com perfeita aderência, e uma pessimista com uma correção de adesão parcial. No segundo caso, às

pressões de colapso calculadas serão multiplicadas pelas quedas de pressão usuais entre os modelos PA e NA encontradas na literatura, levaremos em conta o nível de pressão calculado.

Para efetuar esta análise, diversas geometrias foram pré-selecionadas com os materiais constitutivos sendo mantidos os mesmos. Selecionamos 9 espessuras anulares, de 1/8 pol até uma polegada, a espessura dos dutos interno e externo foi mantida igual ($t_i = t_e$). Para cada um dos nove casos variou-se a espessura no anular de forma crescente desde um valor igual à própria espessura de aço. A análise constou então, de 9 geometrias de aço, cada um com 7 espessuras anulares diferentes, resultando em um conjunto de 63 tubos distintos. Os resultados completos dos cálculos das pressões de colapso dos tubos bem como suas características e outros parâmetros comparativos são evidenciados no Apêndice B para a restrição de adesão perfeita e, a figura 5.2 mostra os resultados destes cálculos de maneira mais objetiva.

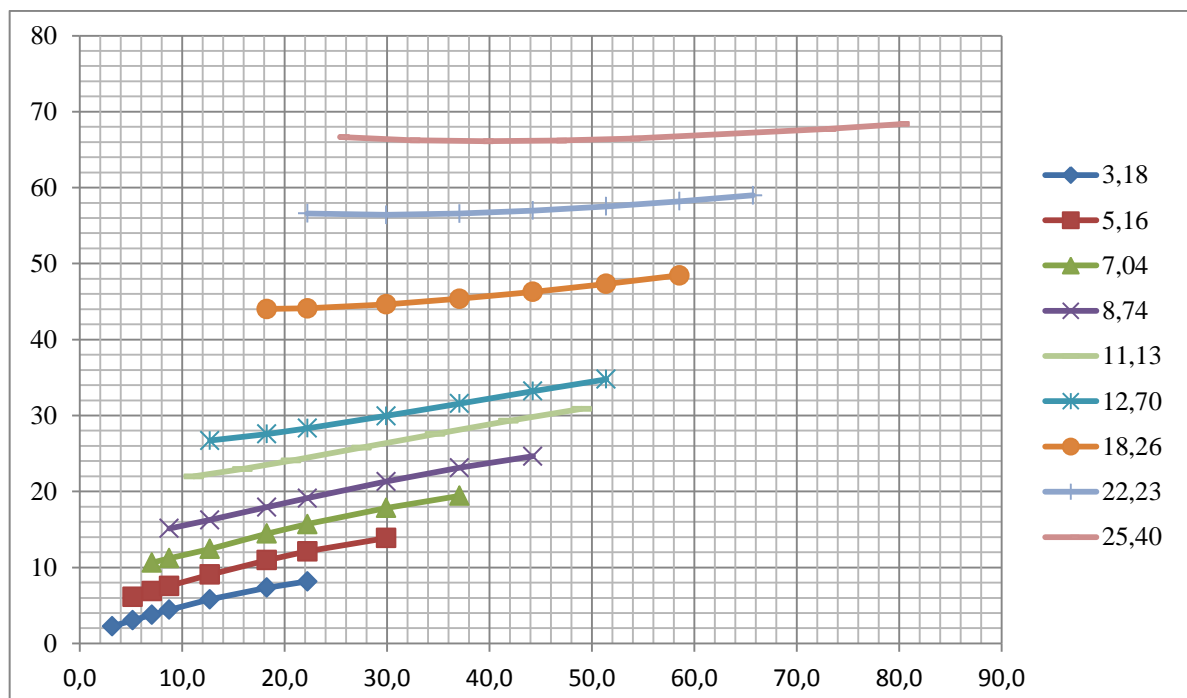


Figura 5.2 Pressões de Colapso calculadas para os tubos em estudo. t_a (mm) x P_c (MPa)

Observamos que as inclinações diminuem à medida que aumentamos a espessura de aço, isto sugere que a partir de uma determinada espessura de tubo, o incremento de material anular possui efeito cada vez menor no aumento de desempenho do DS. Para alguns casos registrou-se inclusive uma redução de P_c com o incremento anular seguido de novo crescimento, sugerindo que deva haver uma espessura mínima de desempenho para cada caso. Isto se deve ao fato de que com o aumento da espessura de aço, a rigidez relativa do anular se torna menor, e desta forma, podemos dizer que o anular “contribui menos” na reação ao acréscimo de pressão externa para o conjunto. As reduções nas pressões de colapso com o aumento anular comentadas podem ser justificadas por um efeito combinado de redução de contribuição do anular com o aumento da esbeltez do tubo externo, podemos dizer assim, que o tubo externo vai sendo “fragilizado”. Este problema pode ser contornado com o emprego de um material mais rígido de maior módulo elástico, esta alternativa será abordada a nos capítulos seguintes.

Sabemos que a adesão entre camadas é um fator de forte influência na pressão de colapso final de dutos sanduíche e que a mesma é limitada entre os casos de adesão perfeita e adesão nula. Entretanto, o estado de NA seja preocupante, uma vez que representa reduções na pressão de colapso da ordem de 60% para o caso do PP como material anular, mediante a aplicação de um adesivo e processo de fabricação adequados pode-se obter uma coesão entre camadas apreciável. Estefen et al. [16, 34] encontraram pressões de colapso experimentais em média de 12,74% menores que os valores teóricos calculados pelos modelos de adesão perfeita. Do mesmo modo, Estefen e Castello [26] registraram redução de apenas 12%, quando a resistência ao cisalhamento do adesivo é reduzida em 90%. Registraram também que em um nível mínimo de adesão, em torno de 0,5 MPa, a redução da pressão de colapso em relação ao nível ideal é de cerca de 25%, em sua análise, foram considerados tubos de diâmetro interno considerável e os resultados apresentaram boa correlação numérico experimental com 3 modelos distintos, com a ressalva de que a estrutura não esteja submetida à esforços de flexão muito elevados. O gasoduto aqui em estudo é tratado como uma estrutura estática assentada no leito marinho submetida apenas a esforço de compressão externa, portanto, nos basearemos em uma adesão mínima para o dimensionamento do gasoduto em DS. Devido ao diâmetro mais elevado em relação aos obtidos por Estefen e Castello, por conservadorismo, trabalharemos com uma redução de 30% em relação ao quadro ideal em lugar de apenas 25%. A figura 5.3 mostra as novas pressões de colapso quando incluídas tais considerações, a tabela completa esta incluída no apêndice C.

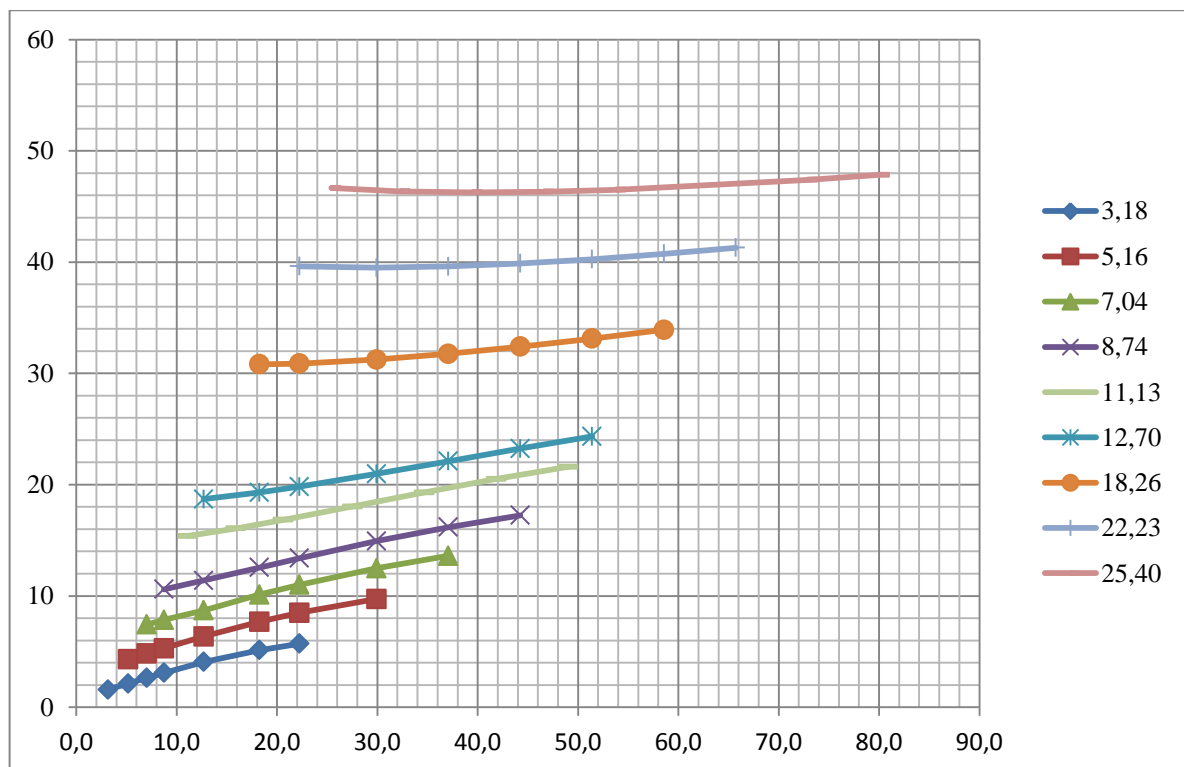


Figura 5.3 Pressões de Colapso calculadas para os tubos em estudo com a consideração de adesão parcial. t_a (mm) x P_c (MPa)

5.2.2 Seleção da Geometria de Tubo

Diferente dos tubos parede simples, dutos sanduíche pode apresentar a mesma pressão de colapso para diversas geometrias distintas, portanto precisamos estabelecer um critério de seleção. É notório que a redução de peso tanto submerso como emerso, é uma das maiores vantagens do duto sanduíche no que diz respeito respectivamente à instalação e logística, porém o critério aqui empregado será mais simples e selecionaremos o tubo sanduíche que nos ofereça menor custo, e conseqüentemente o menor peso em aço. O preço do aço empregado no duto sanduíche será o mesmo utilizado e dutos simples, e para o preço do polipropileno será utilizado a cotação oficial do polímero disponível no relatório anual da associação brasileira da indústria do plástico (ABIPLAST) [35]. Ao valor mais recente encontrado, de 2,421 USD/kg, foi acrescido 50 centavos de dólar como um acréscimo de manufatura, embora este valor seja baixo, é justificável se considerarmos um empreendimento envolvendo compra em larga escala.

Finalmente, devemos estabelecer uma pressão mínima a qual o tubo deve resistir. No dimensionamento pelo critério DNV, a pressão de colapso final calculada foi dividida por fatores de segurança a ponto de reduzi-la a apenas 60% de seu valor máximo para só então compará-la com a pressão externa majorada em 5%. Tal redução considerável se faz necessária visto que o critério se trata de uma norma empírica que, embora bastante aceita e corroborada com diversos estudos complementares, é válida somente em uma faixa restrita de valores mediante uma precisão limitada. Para o dimensionamento em dutos sanduíche utilizamos uma metodologia de simulação numérica completa, de modo que podemos representar com maior fidelidade o comportamento do duto bem como visualizarmos o progresso de seu colapso de maneira clara. Uma minoração da pressão de colapso para este caso ao nível do critério utilizado para DPS seria deveras exagerada, porém, por outro lado, dimensionar os dutos para uma pressão exatamente igual à de colapso para ambos casos de adesão perfeita e parcial seria também imprudente. O critério de corte estabelecido será de 20% da pressão externa, ou seja, para cada faixa de profundidades o duto sanduíche deverá apresentar uma pressão de colapso mínima 20% superior à pressão do leito marinho. A tabela seguinte apresenta as geometrias selecionadas para cada faixa de profundidade, bem como as respectivas pressões de corte.

Resumo da Tubulação (Adesão Perfeita)				Densidade do aço		Preço do aço		Custo do Trecho (USD)
				7800 kg/m ³		1,99 USD/kg		
				Densidade do PP		Preço do PP		
				910 kg/m ³		2,921 USD/kg		
Profundidades (m)	Trajeto (km)	P_{min} (MPa)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (mm)	$P_{aço}$ (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	P_{sub} (kg/m)	
2230 - 2000	91,53	26,91	11,13	34,688	331,311	382,297	66,776	73.974.636,61
2000 - 1500	31,78	24,13	8,74	44,238	287,836	353,464	15,212	24.298.300,89
1500 - 1000	31,78	18,10	7,04	37,076	229,168	283,049	-23,587	19.497.063,92
1000 - 400	40,68	12,07	5,16	22,225	154,873	185,990	-64,859	16.235.944,67
400 - 172	8,90	4,83	3,18	12,700	91,397	108,689	-105,936	2.068.546,10
Total	204,68							136.074.492,18

Tabela 5.4 Tabela de custo e geometrias escolhidas para a tubulação em duto sanduíche. Considera-se Adesão Perfeita.

Resumo da Tubulação (Adesão Parcial)				Densidade do aço		7800 kg/m ³	Preço do aço	1,99 USD/kg
				Densidade PP		910 kg/m ³	Preço do PP	2,921 USD/kg
Profundidades (m)	Trajeto (km)	P_{min} (MPa)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (mm)	P_s (kg/m)	P_{rot} (kg/m)	P_{sub} (kg/m)	Custo do Trecho (USD)
2230 - 2000	91,53	26,91	18,26	18,263	458,244	484,975	226,370	90.609.201,53
2000 - 1500	31,78	24,13	12,70	51,401	332,369	410,839	110,498	28.307.304,16
1500 - 1000	31,78	18,10	11,13	34,688	280,325	331,311	68,767	22.463.913,41
1000 - 400	40,68	12,07	7,04	29,913	172,817	215,676	-23,587	19.083.986,48
400 - 172	8,90	4,83	3,18	18,263	74,972	100,127	-106,337	1.982.057,24
Total	204,68							162.446.462,82

Tabela 5.4 Tabela de custo e geometrias escolhidas para a tubulação em duto sanduíche. Considera-se Adesão Parcial.

6. Estudo Técnico Econômico

No capítulo anterior dimensionamos a tubulação e estimamos os custos para dutos simples e sanduíche. Neste capítulo discutiremos os resultados de modo a avaliarmos a aplicabilidade do conceito proposto ou não. Trataremos de estimar o custo total de projeto de modo a verificarmos o quanto a tubulação representa do custo total do empreendimento. Por fim, tentaremos abordar as considerações que devem ser feitas para que se garanta a viabilidade do conceito empregado.

6.1 Estimativa de Custo do Empreendimento

Para tubos da geometria proposta, com diâmetros externos de mais de 20'' podemos estimar o custo de instalação conforme os valores usuais disponíveis na literatura, aqui nesta análise, nos basearemos nos custos da referência [36], bem como os de outros equipamentos. A tabela a seguir apresenta uma aproximação dos principais custos envolvidos na instalação de um gasoduto submarino. No caso em questão, tratamos de uma tubulação sem isolamento térmico, portanto um sistema de inibição adequado também é previsto. O sistema suposto envolve injeção contínua de mono-etileno glicol (MEG). Para tubulações não isoladas, um riser flexível de 6'', e um sistema umbilical apropriado se mostra razoável.

Equipamentos	Custo (USD)/Q	Quant.	Total (USD)
PLET	5.000.000,00	2	10.000.000,00
PLEM	2.500.000,00	1	2.500.000,00
Custo de Instalação do Gasoduto	970.000,00	204,7	198.536.221,88
Riser Flexível de Injeção de MEG	600.000,00	102,3	61.402.955,22
Umbilical	266.666,67	102,3	27.290.202,32
Umbilical e Instalação de MEG	53.125,00	102,3	5.436.719,99
Custo Inicial de Sistema de Inibição e Planta de processo	30.000.000,00	1	30.000.000,00
SOMA			335.166.099,42

Tabela 6.1 Estimativa de custo de instalação dos principais equipamentos Subsea.

Se considerarmos que o custo de instalação envolvido nos dois casos simulados de Dutos Sanduíche como sendo igual aos custos acima descritos, teremos o seguinte:

Cenário Proposto	Custo de Tubulação (USD)	Custo Total (USD)	Percentual de Tubos
DPS	148.156.079,15	483.322.178,57	30,65%
DS - Adesão Perfeita	136.074.492,18	471.240.591,60	28,88%
DS - Adesão Parcial	162.446.462,82	497.612.562,24	32,65%
Média			30,72%

Tabela 6.2 Custo Estimado de cada cenário proposto.

Notamos que Dutos Sanduíche têm potencial de superar o desempenho de dutos sanduíche em termos de custo final de projeto e, mesmo em uma estimativa mais realista de força de adesão mínima, embora apresente um maior custo quando comparado ao DPS, representa um aumen-

to de apenas 2% no custo total de projeto e menos 3% em relação ao custo do empreendimento com duto parede simples.

6.2 Considerações Finais e Comparação

Embora tenhamos obtido resultados favoráveis em relação à aplicabilidade de dutos sanduíche ao cenário proposto, é necessário fazermos certas ressalvas. Os custos acima descritos se tratam de estimativas baseadas em valores usuais da indústria para casos e situações análogas e não representam fielmente um empreendimento deste porte, contudo são úteis ao objetivo proposto nesta obra. No caso do duto sanduíche, nos cálculos foi adicionado um pequeno valor métrico de manufatura, justificado pela possibilidade de obtermos valores reduzidos mediante um contrato de larga escala, visto que estamos tratando de mais de 200 km de tubulação. Uma análise mais realista de fabricação de DS deveria incluir o custo do adesivo estrutural utilizado, a resina epóxi 3M DP-8005 que apresentou excelentes resultados nas análises referenciadas [26] não possui seu custo em compras larga escala disponível a público, e portanto este custo foi omitido. Além disso, o processo de fabricação descrito na seção 3.1 embora tenha se mostrado eficiente em termos de custo é lento demais para produção em massa. No entanto, é justificável uma vez que se trata de uma tecnologia recente, métodos mais elaborados ou automáticos podem ser desenvolvidos conforme for de interesse da indústria neste conceito. Finalmente, a concepção DS apresenta limitações no que diz respeito à união dos tramos, não é recomendado o emprego de solda. Primeiro devido ao material anular, que poderá ser degradado com o aquecimento, e segundo devido à dificuldade de aplicação da solda em ambas as camadas (interna externa) para ambos os dutos do compósito. Para contornar tal problema, está sendo desenvolvida uma conexão especial no LTS/COPPE de modo que as perspectivas indicam que o custo de tal conexão se igualem às soldas em 5 passos conforme é comum na indústria.

Os fatores supra citados podem de fato elevar os custos de empreendimento com DS de modo a inviabilizá-lo em detrimento do DPS, no entanto podemos argumentar que essa afirmativa não é totalmente verdadeira. Na seção anterior supomos os custos de instalação da tubulação de duto sanduíche é idêntico, o que não é de fato verdade. Uma das grandes vantagens de dutos sanduíche é em relação ao peso submerso, quando menor o peso submerso menor a carga suportada pela embarcação e, mais simples e rápido será o processo de lançamento de tubos. Adicionalmente, uma linha mais pesada é mais susceptível a esforços combinados de flexão, tração e pressão externa tornando o peso da linha um fator crítico no dimensionamento de dutos. Uma velocidade de lançamento mais rápida possui um impacto significativo no custo de instalação principalmente devido ao tempo de aluguel de embarcação que, como sabemos é um custo bastante significativo na indústria. A tabela a seguir apresenta os pesos métricos para cada trecho conforme foi apresentado nas tabelas gerais anteriores. Notamos que existem alguns valores de peso submerso negativo, o que pode parecer estranho à primeira vista, entretanto lembramos que o peso submerso é calculado baseado supondo que o tubo esteja vazio. Podemos observar que o exceto pela primeira faixa de profundidades em adesão parcial, todas as geometrias de tubo sanduíche apresentaram menor peso submerso do que o equivalente em parede simples, havendo inclusive surgimento de certa flutuabilidade ao tubo. Tal

propriedade pode apresentar certos cuidados adicionais no que tange à instalação, sendo necessário possivelmente uso de pesos para garantir a estabilidade da estrutura no leito marinho, mesmo quando soterrada. Porém acrescenta também uma vantagem, podemos usar peso adicional visando melhorar o desempenho do gasoduto, e.g., como controles corrosivos, equipamentos in line ou mesmo uma armadura de concreto para melhoria térmica e estrutural, sem prejudicar o processo de instalação ou gerar uma carga danosa ao estado de tensões da estrutura.

Faixas de Profundidade	Peso Submerso (kg/m)		
	DPS	DS - Adesão Perfeita	DS Adesão Parcial
2230 - 2000	201,76	66,78	226,37
2000 - 1500	175,06	15,21	110,50
1500 - 1000	125,25	-23,59	68,77
1000 - 400	56,64	-64,86	-23,59
400 - 172	-10,25	-105,94	-106,34

Tabela 6.3 Relações de peso submerso para cada situação.

Uma segunda grande vantagem do conceito proposto é o isolamento térmico, lembramos que o DS foi desenvolvido principalmente para combinar boa resistência estrutural com isolamento térmico. A camada anular de PP possui a capacidade de oferecer uma boa resistência térmica ao compósito, o que pode refletir diretamente nos custos operacionais da linha. Estefen et. al. [36] apontaram as vantagens de se usar uma linha isolada em detrimento de uma comum. Os autores argumentam que embora o custo inicial de uma linha isolada exceda o de uma linha não isolada, para um duto de 22” operando sobre a mesma vazão do gasoduto Lula Mexilhão, em 360 km de extensão prevenção de hidratos pode ser conseguida com um coeficiente global de troca térmica U menor ou igual a $1,05 \text{ W/m}^2\text{K}$. Neste caso ao invés de uma complicada planta de processo e todo um sistema de injeção de MEG, é possível garantir a integridade da linha apenas com uma injeção umbilical de 1”, e uma vez que a injeção de MEG é mínima, a regeneração se tornaria viável, reduzindo os custos operacionais do processo. No estudo em questão, os autores chegaram a uma economia de cerca de 80 MMUSD empregando um isolamento adequado, o que representou uma redução de 8,97% além da poupança de cerca de 5,6 MMUSD anuais e de espaço de sonda para a planta de processo. A tabela a seguir apresenta o coeficiente global de troca térmica somente do tubo, ou seja, entre as paredes interna e externa dos tubos.

Faixas de Profundidade	U (W/m ² K) e Proporção em relação ao DPS				
	DPS	DS - Adesão Perfeita	Proporção	DS Adesão Parcial	Proporção
2230 - 2000	4561,96	10,20	447,18	19,21	237,46
2000 - 1500	4880,88	8,07	604,49	7,14	683,26
1500 - 1000	5630,07	9,44	596,09	10,20	551,87
1000 - 400	7203,43	15,19	474,20	11,54	623,98
400 - 172	10049,22	25,86	388,61	18,20	552,16

Tabela 6.4 Estimativa de coeficiente global de troca térmica e relação proporcional em relação ao tubo DPS.

Vemos que tubos sanduíche podem ser mais de 680 vezes menos condutores do que os tubos parede simples, se aproximando bastante do coeficiente considerado ideal na referência. Esta relação é maior para o caso de adesão parcial, onde precisamos adotar tubos com maior espessura total. Além disso, já sabemos que o peso submerso de DSs é bem menor, o que nos dá margem para o emprego de um isolamento adequado sem necessidade de reforço estrutural da tubulação para resistir ao peso adicional.

6.3 Sugestões

Notamos a partir dos resultados numéricos que acima de certa espessura em aço o aumento de espessura anular não se reflete em melhoria significativa da pressão de colapso. Argumentamos que isto se deve à menor rigidez relativa entre os dois materiais propostos, de fato podemos entender o material anular como uma “ponte” entre os aços de modo que sirva a combinar a resistência estrutural dos dois de maneira efetiva. A figura a seguir nos mostra a representação gráfica do campo de tensões de Mises em uma das geometrias de DS modeladas. A espessura de aço é de 12,7 mm e a do anular de 29,91 mm.

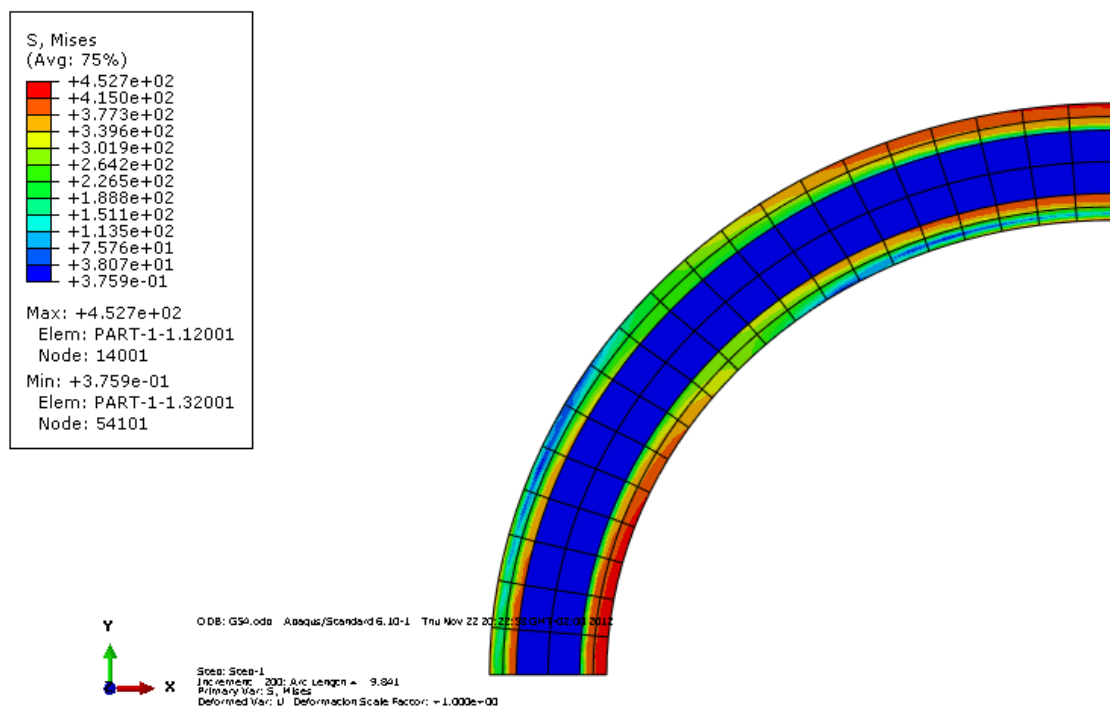


Figura 6.1 Representação gráfica das tensões de Mises $t_{aço}=12,70\text{mm}$ e $t_a=29,91\text{ mm}$. Pressão em MPa. Anular de PP.

Note que o enquanto as extremidades do aço alcançam mais de 450 MPa, ou seja, quando já escoaram o PP anular está a no máximo 0,375 MPa quando ainda se encontra em regime linear elástico e a tensões inferiores a 1 %. Isto nos sugere a possibilidade de usarmos materiais mais rígidos, como fibras de carbono ou o poli-éter-eter-cetona (PEEK). De posse de uma curva de ensaio de tração de PEEK comercial da empresa Victrex, que foi ensaiada na referência [37] pudemos ajustar o modelo numérico para avaliar a influência da rigidez do anular em relação à mesma geometria acima. Para o caso em questão com PP anular e em adesão

perfeita, obtivemos uma Pressão de 29,95 MPa, com o PEEK foi possível atingir uma pressão de colapso teórica de 44,98 MPa. De certo que o PEEK possui um custo substancialmente elevado que o PP, entretanto o grande aumento da pressão de colapso com conseqüente redução de peso submerso em razão do uso de um material anular com melhores propriedades mecânicas fomenta a possibilidade de estudos de aplicabilidade de outros materiais para cada aplicação específica de interesse. A figura a seguir representa o campo de tensões para a mesma geometria do caso anterior.

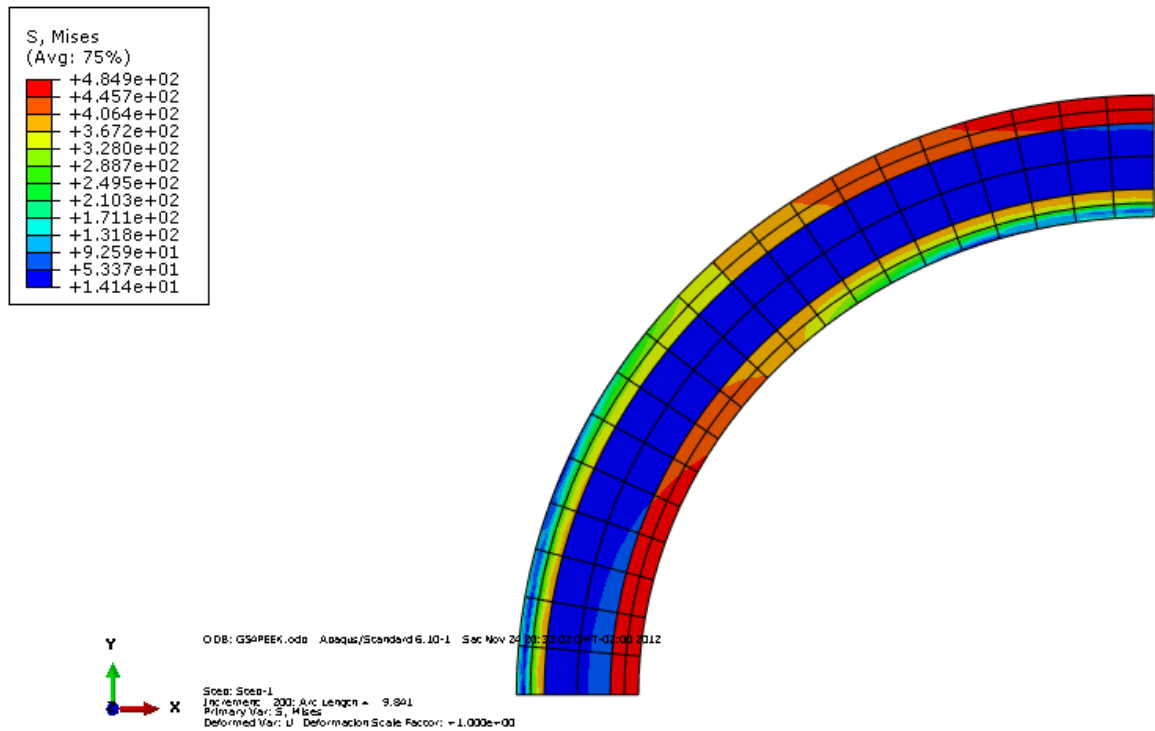


Figura 6.2 Representação gráfica das tensões de Mises $t_{aço}=12,70\text{mm}$ e $t_a=29,91\text{ mm}$. Pressão em MPa. Anular de PEEK.

Como podemos notar algumas seções do anular agora experimentam tensões da ordem de 53 MPa, nesta tensão o PP já teria escoado enquanto o PEEK permanece em regime elástico (Tensão de escoamento do PEEK é de 97,35 MPa) em deformações de cerca de 1,5%.

Além do PEEK ainda poderíamos avaliar os efeitos do cimento como material anular. Este material, embora mais pesado, é mais rígido e costuma apresentar resultados melhores de pressão de colapso, embora tenha pouca resistência à imposição de curvatura. Para as profundidades mais elevadas, quando se requer melhor resistência ao colapso, este material pode apresentar certas vantagens em relação ao PP, muito embora implique em cuidados no que tange ao método de lançamento.

7. Conclusão

Embora a primeira vista possa parecer uma concepção exagerada, os dutos tipo sanduíche se mostram uma alternativa interessante para aplicação em águas ultra-profundas. Durante este texto visualizamos toda a evolução do desenvolvimento de dutos. Identificamos primeiro os dutos parede simples, largamente aceitos e aplicados pelas mais diversas indústrias, apresenta boa facilidade de aplicação e uma vasta literatura abordando suas características. Abordamos o método de dimensionamento desta concepção mais largamente aceito, o critério DNV, através do qual desenvolvemos nosso estudo.

Infelizmente esta concepção não é perfeita, aplicações mais específicas requeriam um tubo com melhor capacidade de oferecer um melhor isolamento térmico, para fins como por exemplo evitar a formação de hidratos, ou deposição de parafinas. Isolamento térmico é um gargalo crônico das paredes de aço do DPS, e tão cedo os isolamentos industriais não satisfaziam algumas aplicações. O duto PIP surge como uma alternativa a este problema, o espaço anular destes materiais é adequado para fins como passagem de umbilicais, conduzir fluidos de aquecimento, bombear água de injeção e etc.. Rapidamente tornou-se uma opção ótima para aplicações onde isolamento térmico constitui um parâmetro crítico. Contudo, esta concepção apresentava um ponto negativo em respeito ao desempenho estrutural, suas pressões críticas de colapso e propagação eram pouco superiores aos DPSs e cada vez mais a exploração de óleo requeria tubos capazes de resistir a altas pressões e esforços diversos. Para contornar estas questões foi desenvolvida então a concepção em dutos sanduíche.

Mais do que uma simples melhoria de dutos PIP, os DSs tinham a função de combinar resistência estrutural com isolamento térmico enquanto mantinha uma boa relação custo benefício. Resultados teóricos foram primeiro desenvolvidos visando avaliar o equilíbrio estrutural destes dutos para então se ter uma noção clara de seu potencial. Dutos PIP já apresentavam uma dificuldade notória de caracterização por soluções analíticas, sendo necessário corroborar seus resultados entre soluções empíricas e numéricas. Para dutos sanduíche não seria mais simples, o material anular impunha não linearidades no tratamento da resposta estática e de caracterização precisa do comportamento do material que tornou impossível a previsão de comportamento de DSs por equações algébricas. A descrição da resposta estática destes tubos recaiu unicamente em simulações numéricas em elementos finitos. Dois modelos principais de condições de contatos foram abordados: adesão perfeita, e não adesão. Tais restrições surgiram como limites de desempenho do comportamento dos tubos, sendo que os resultados experimentais tendiam a aproximar-se mais resultados em perfeita adesão. Tal particularidade do comportamento de tubos fomentou o desenvolvimento de uma forma de representação em estados intermediários de adesão, nomeado adesão parcial. Aqui neste estudo trabalhamos com adesão perfeita e parcial.

Após ter desenvolvido todo um arcabouço teórico-experimental em relação a dutos sanduíche, era necessário responder à seguinte pergunta: Sua aplicação é viável?

Neste presente trabalho buscamos estudar a viabilidade de aplicação desta concepção para exportação de gás em águas ultra profundas. Buscou-se um cenário prático na indústria e, para

tal cenário dimensionamos o empreendimento com o conceito tradicional em DPS baseado na metodologia mais utilizada, a norma DNV-OS-F101. Baseado em cenários análogos e valores típicos da indústria pudemos estimar um custo característico de um empreendimento deste porte. Para um mesmo fim, desenvolvemos o dimensionamento correspondente em Dutos Sanduíche. Diversas geometrias foram analisadas mantendo o mesmo aço do caso com DPS e usando PP como material anular.

Assim como nos dutos parede simples, os DSs foram dimensionados em relação à sua pressão de colapso. Os cálculos foram efetuados por simulações numéricas utilizando o ABAQUS 6.10-1, a malha utilizada foi em elementos planos, quadráticos de oito nós (CPE8) e uma versão híbrida foi utilizada para simular o comportamento hiperelástico incompressível do polipropileno anular. Duas situações foram avaliadas, uma otimista em adesão perfeita, e uma realista em adesão parcial. Após serem selecionadas as geometrias adequadas e estimado seu custo pelos mesmos critérios dos dutos simples pudemos comparar os dois conceitos.

Quando em adesão perfeita, para o gasoduto lula-mexilhão aqui estudado, a concepção é superior à convencional em termos de custo, desempenho e confiabilidade. Já em adesão parcial, o custo se torna 9,64% superior ao custo do DPS e apenas 3% maior em relação aos custos totais de projeto. Em outras palavras, mesmo no caso realista, o gasoduto em DS é apenas 3% mais caro que o gasoduto tradicional. Ressaltamos, porém que não foi contabilizado o custo de fabricação real do DS, no que tange à aplicação de cola, encamisamento e extrusão por falta de dados sobre quanto custariam estes aspectos em escala industrial de produção. Tais fatores podem elevar o custo do empreendimento de tal modo a inviabilizá-lo, contudo, também não contabilizamos os benefícios que seriam advindos da redução do peso submerso considerável, e a melhoria na capacidade isolante do material. Tais efeitos possuem a propriedade de reduzir consideravelmente respectivamente os custos de instalação e os gastos com inibição de hidratos que, configuram os maiores custos de investimento e de manutenção de um gasoduto submarino.

Concluimos que dutos sanduíche configuram de fato uma solução viável para exportação de gás em águas ultra profundas, mesmo nos casos mais realistas. Devido a dificuldades computacionais, não dimensionamos os tubos com a restrição de não adesão, porém em vista dos resultados encontrados na literatura, podemos dizer que tal condição não apresenta vantagens estruturais significativas em relação aos tubos parede simples.

Embora tenha sido afirmada a viabilidade do conceito, esta idéia ainda precisa ser amadurecida com mais estudos a respeito. Sugerimos que se mapeie outras geometrias e materiais de modo que se consiga ampliar o conhecimento acerca do tema. Materiais poliméricos de maior rigidez como o PEEK foram sugeridos e resultados numéricos mostraram a sua potencialidade. Mesmo que tal plástico seja demasiadamente caro, surge como um ponto de partida para ilustrar a importância do anular no desempenho final do DS.

Referências:

- 1 Yeh, M. K., e Kyriakides, S., “Collapse of Deepwater Pipelines”, *ASME Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 110, Mar. 1988.
- 2 Dyau, J.Y., e Kyriakides, “On the Propagation Pressure of Long Cylindrical Shells Under External Pressure”, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 35, 1993
- 3 asasohaohaos
- 4 DNV, “Offshore Standard DNV-OS-F101 – Submarine Pipeline Systems”, Janeiro 2000.
- 5 Bischoff, M., Wall, W. A., Bletzinger, K. U., e Ramm, E., “Models and Finite Elements for Thin-walled Structures”, *Encyclopedia of Computational Mechanics*, Vol. 2, Solids, Structures and Coupled Problems, 2004.
- 6 Yeon-Sik Yoo, Nam-Su Huh, Sunh Choi, Tae-Wan Kim e Jong-In Kim, “Collapse Pressure Estimates and the Application of a Partial Safety Factor to Cylinders Subjected to External Pressure”, *Nuclear Engineering Technology*, Vol. 42, N° 4, Agosto 2010.
- 7 Timoshenko, S.P., “Working Stresses for Columns and Thin-Walled Structures”, *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 1, 1933, pp. 173-183.
- 8 Yeh, M. K., e Kyriakides, S., “On the Collapse of Inelastic Thick-Walled Tubes Under External Pressure,” *ASME Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 108, Mar. 1986.
- 9 Arbocz, J., e Babcock, C.D., “The Effect of General Imperfections on the Buckling of Cylindrical Shells”, *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 36, 1969, pp. 28-38.
- 10 Ribeiro, F.L.B., “Introdução ao Método dos Elementos Finitos”, COPPE/UFRJ - Programa de Engenharia Civil, 2004.
- 11 Kyriakides, S., “Propagating Instabilities in Structures”, in *Advances in Applied Mechanics*, Vol. 30, pp.64-189 (edited by J.W. Hutchinson and T.Y Wu) Academic Press, Boston, MA (1993).
- 12 Dyau, J.Y., e Kyriakides, S., “On the Localization of Collapse in Cylindrical Shells Under External Pressure”, *International Journal of Solid Structures*, 30, 463-482 (1993).
- 13 Kyriakides, S., e Chang, Y.-C., “On the Effect of Axial Stress on the Propagation Pressure of Long Cylindrical Shells”, *International Journal of Mechanical Science*, 34, 3-15 (1992).
- 14 Chatter, E., Hutchinson, J.W., “ On the Propagation of Bulges and Buckles”, *ASME J. Appl. Mech.* 106, 269-277 (1984).
- 15 Stelios Kiryakides, “Buckle propagation in Pipe-in-Pipe Systems – Part I Experimentes”, *International Journal of Solid Structures* 39, 351-366, 2002.
- 16 Kiryakides, S., and Vogler, T.J., “Buckle propagation in Pipe-in-Pipe Systems – Part I Experimentes”, *International Journal of Solid Structures* 39, 367-392.
- 17 Netto, T.A., Santos, J.M.C., e Estefen, S.F., “Sandwich Pipes for Ultra-deep Waters”, Ocean Engineering Department, COPPE / Federal University of Rio de Janeiro, Paper No. 2002-SHS-05.
- 18 Dinis , L. M. J. S. e Natal Jorge, R. M., “Teoria da Plasticidade”, *Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial*, Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, 2005.

- 19 Pasqualino, I.P., Pinheiro, B.C., e Estefen, S.F., “Comparative Structural Analyses Between Sandwich and Steel Pipelines for Ultra-Deep Water”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, June 23-28, 2002, Oslo, Norway.
- 20 Pasqualino, I.P., Lourenço, M.I., e Netto, T.A., “Propagation of Buckles in Sandwich Pipes Under External Pressure”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, June 12-17, 2005, Halkidiki, Grécia.
- 21 Lourenço, M.I., Pasqualino, I.P., e Palermo, T.S., “Core Material Performance on the Propagation Pressure of Sandwich Pipes”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, June 15-20, 2008, Estoril, Portugal.
- 22 Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., e Lavine, A.S., “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, 6ª Ed., Editora LTC, 2008.
- 23 Souza, A.R., Netto, T.A., e Pasqualino, I.P., “Materiais Poliméricos para Dutos Sanduiche Aplicados em Águas Ultra-Profundas”, 4º PDPETRO, Campinas, SP, 21-24 de Outubro de 2007.
- 24 Dieter, G.E., “Overview of the Materials Selection Process”, ASM Handbook – Materials Selection and Design, v. 20, ASM International, pages. 243-253.
- 25 Pinheiro, B.C., Ribeiro, R.D., e Pasqualino, I.P., “Collapse of Pressure of Damaged Sandwich Pipes”. *19th International Congress of Mechanical Engineering*, November 5-9, 2007, Brasilia, DF.
- 26 Hibbitt, Karlsson, Sorensen, Inc., “ABAQUS User’s and Theory Manuals”, Version 6.5, 2003.
- 27 Estefen, S.F., Castello, X., “Influência da Adesão Entre Camadas na Resistência Estrutural de Dutos Sanduiche Danificados”, 4º PDPETRO, Campinas, SP, Outubro, 2007.
- 28 <http://offshoreengineeringstudy.blogspot.com.br/2011/04/pipeline-installation-method.html>
- 29 Souza, M.I.L., “Pré-Dimensionamento de risers rígidos em catenária (SCR)”
- 30 <http://fatosedados.blogspetrobras.com.br/2011/09/19/gasoduto-lula-mexilhao-comeca-a-operar-na-bacia-de-santos/>
- 31 <http://www.mar.mil.br/dhn/chm/avgantes/avradio/sul.htm>
- 32 Bacia de Santos, www.Brasil-Rounds.gov.br, Atualizado em 17/11/2006, ANP
- 33 Grupo Cofercan, Tabela de Preços Cofercan, 2012.
- 34 <http://www.acotubo.com.br/br/>
- 35 Estefen, S.F., Pasqualino, I.P., e Netto, T.A., “Strength Analyses of Sandwich Pipes for Ultra Deepwaters, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.72, Julho de 2005.
- 36 “Relatório de Acompanhamento de Preços de Resinas Termoplásticas”, ABIPLAST, Janeiro de 2011.
- 37 Estefen, S.F., Estefen, T.P., Werneck, D.S., Amante, D.A.M., Jorge, J.P.C., e Trovoado, L.C., “Subsea Production for Gas Field Offshore Brazil”, *International Student Offshore Design Competition 2005*.
- 38 Costa, M.F., e Silva, A.J.J., “Estudo e Caracterização das Propriedades Quimiomecânicas do poli(éter éter cetona) (PEEK) envelhecido em álcool anidro”, Painel PEMM 2011, 10 e 11 de novembro de 2011 – PEMM/COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

APÊNDICE A: CÁLCULOS DE PRESSÃO DE COLAPSO DE DUTO PAREDE SIMPLES PARA ESPESSURAS DE AÇO DIVERSAS ESPESSURAS.

t (in)	t (mm)	D/t	P_c (Pa)	Crit. Com- pressão pu- ra (Pa)	P_{pr} (Pa)
0,125	3,18	146,00	1,40E+05	8,49E+04	5,46E+04
0,156	3,96	117,38	2,68E+05	1,62E+05	9,41E+04
0,188	4,78	97,74	4,59E+05	2,78E+05	1,49E+05
0,203	5,16	90,67	5,73E+05	3,46E+05	1,80E+05
0,219	5,56	84,19	7,12E+05	4,30E+05	2,16E+05
0,250	6,35	74,00	1,04E+06	6,28E+05	2,98E+05
0,277	7,04	66,98	1,39E+06	8,40E+05	3,83E+05
0,312	7,92	59,69	1,94E+06	1,17E+06	5,10E+05
0,322	8,18	57,90	2,12E+06	1,28E+06	5,51E+05
0,344	8,74	54,33	2,55E+06	1,54E+06	6,46E+05
0,375	9,53	50,00	3,24E+06	1,96E+06	7,95E+05
0,438	11,13	43,10	4,95E+06	2,99E+06	1,15E+06
0,500	12,70	38,00	7,05E+06	4,26E+06	1,58E+06
0,562	14,27	34,03	9,53E+06	5,76E+06	2,08E+06
0,625	15,88	30,80	1,24E+07	7,50E+06	2,67E+06
0,719	18,26	27,03	1,71E+07	1,04E+07	3,70E+06
0,750	19,05	26,00	1,88E+07	1,13E+07	4,08E+06
0,812	20,62	24,17	2,20E+07	1,33E+07	4,89E+06
0,875	22,23	22,57	2,51E+07	1,52E+07	5,81E+06
1,000	25,40	20,00	3,10E+07	1,87E+07	7,86E+06
1,084	27,53	18,61	3,45E+07	2,09E+07	9,40E+06
1,178	29,91	17,28	3,83E+07	2,31E+07	1,13E+07
1,272	32,30	16,15	4,18E+07	2,53E+07	1,34E+07
1,366	34,69	15,18	4,52E+07	2,73E+07	1,57E+07
1,460	37,08	14,33	4,84E+07	2,93E+07	1,81E+07
1,554	39,46	13,59	5,16E+07	3,12E+07	2,07E+07
1,648	41,85	12,92	5,46E+07	3,30E+07	2,34E+07
1,742	44,24	12,33	5,76E+07	3,48E+07	2,63E+07
1,836	46,63	11,81	6,05E+07	3,66E+07	2,93E+07
1,930	49,01	11,33	6,33E+07	3,83E+07	3,25E+07
2,024	51,40	10,89	6,61E+07	3,99E+07	3,59E+07
2,118	53,79	10,50	6,88E+07	4,16E+07	3,93E+07
2,212	56,18	10,14	7,15E+07	4,32E+07	4,29E+07
2,306	58,56	9,81	7,41E+07	4,48E+07	4,67E+07
2,400	60,95	9,50	7,67E+07	4,63E+07	5,05E+07
2,494	63,34	9,22	7,92E+07	4,79E+07	5,45E+07

2,588	65,73	8,96	8,17E+07	4,94E+07	5,85E+07
2,682	68,11	8,71	8,41E+07	5,08E+07	6,27E+07
2,776	70,50	8,48	8,65E+07	5,23E+07	6,70E+07
2,870	72,89	8,27	8,89E+07	5,37E+07	7,14E+07
2,964	75,28	8,07	9,12E+07	5,51E+07	7,59E+07
3,058	77,66	7,89	9,34E+07	5,65E+07	8,04E+07
3,152	80,05	7,71	9,57E+07	5,78E+07	8,51E+07

***Em cinza, as 5 geometrias selecionadas**

APÊNDICE B: CÁLCULOS DE PRESSÃO DE COLAPSO DE DUTO SANDUÍCHE DAS GEOMETRIAS ANALISADAS – ADESÃO PERFEITA

Parâmetros		
Preço do Aço	1,99	USD/kg
Preço do PP	2,921	USD/kg
D_i	18 in	= 457,2 mm
Densidade do Aço	7800 kg/m ³	= 7,8 ton/m ³
Densidade Anular	910 kg/m ³	= 0,91 ton/m ³

1	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
1	0,125	3,18	0,125	3,18	2,25	8,36	95,33	-85,48	72,62	4,24	76,86	156,90	-105,73
2			0,203	5,16	3,04	9,30	106,26	-75,98	72,93	6,91	79,84	165,32	-105,80
3			0,277	7,04	3,77	10,07	115,28	-68,15	73,22	9,47	82,69	173,37	-105,87
4			0,344	8,74	4,42	10,67	122,31	-62,04	73,49	11,80	85,29	180,70	-105,94
5			0,500	12,70	5,80	11,80	135,59	-50,51	74,11	17,29	91,40	197,98	-106,10
6			0,719	18,26	7,34	12,89	148,48	-39,31	74,97	25,16	100,13	222,67	-106,34
7			0,875	22,23	8,15	13,43	154,83	-33,79	75,59	30,87	106,45	240,58	-106,52

2	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
---	-------------------	-------------------	------------	------------	----------------	-------------------------	-----------------	---	--------------------	-----------------------------------	---------------------	-----------------------------------	---------------------------

					(mm)								
1	0,203	5,16	0,203	5,16	6,13	12,04	138,44	-48,03	119,44	6,97	126,41	258,04	-65,41
2			0,277	7,04	6,89	12,59	144,88	-42,44	119,92	9,55	129,46	266,52	-65,32
3			0,344	8,74	7,56	13,05	150,38	-37,66	120,35	11,90	132,24	274,24	-65,25
4			0,500	12,70	9,07	13,99	161,53	-27,97	121,35	17,44	138,78	292,41	-65,08
5			0,719	18,26	10,96	14,75	170,58	-20,11	122,76	25,36	148,12	318,37	-64,86
6			0,875	22,23	12,11	15,69	181,81	-10,36	123,76	31,12	154,87	337,17	-64,72
7			1,178	29,91	13,88	16,64	193,17	-0,49	125,70	42,54	168,24	374,39	-64,47

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
1	0,277	7,04	0,277	7,04	10,62	14,90	172,34	-18,59	164,93	9,62	174,55	356,31	-26,24
2			0,344	8,74	11,21	15,23	176,28	-15,17	165,52	11,99	177,51	364,40	-26,03
3			0,500	12,70	12,43	15,88	184,03	-8,43	166,88	17,57	184,45	383,42	-25,55
4			0,719	18,26	14,46	16,92	196,58	2,47	168,80	25,56	194,36	410,57	-24,89
5			0,875	22,23	15,71	17,55	204,17	9,06	170,17	31,36	201,52	430,22	-24,44
6			1,178	29,91	17,84	18,59	216,74	19,98	172,82	42,86	215,68	469,10	-23,59
7			1,460	37,08	19,43	19,37	226,17	28,17	175,29	53,88	229,17	506,21	-22,83

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
1	0,344	8,74	0,344	8,74	15,14	17,27	200,79	6,13	207,01	12,08	219,08	447,22	10,00
2			0,500	12,70	16,26	17,83	207,55	12,00	208,70	17,70	226,40	467,01	10,76
3			0,719	18,26	17,94	18,64	217,38	20,54	211,09	25,74	236,82	495,24	11,82
4			0,875	22,23	19,12	19,22	224,38	26,62	212,78	31,57	244,35	515,66	12,55

5		1,178	29,91	21,32	21,32	249,96	48,83	216,07	43,15	259,22	556,03	13,95
6		1,460	37,08	23,11	21,19	248,40	47,48	219,14	54,24	273,38	594,53	15,21
7		1,742	44,24	24,63	21,95	257,72	55,58	222,21	65,63	287,84	633,89	16,44

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
5	0,438	11,13	0,438	11,13	21,98	20,62	241,49	41,48	267,48	15,60	283,08	577,86	62,08
1			0,625	15,88	22,95	21,11	247,39	46,60	270,07	22,48	292,55	603,10	63,46
2			0,812	20,62	24,07	21,67	254,24	52,55	272,66	29,49	302,14	628,72	64,82
3			1,084	27,53	25,77	22,53	264,84	61,76	276,42	39,89	316,31	666,61	66,78
4			1,366	34,69	27,58	23,50	276,75	72,11	280,33	50,99	331,31	706,78	68,77
5			1,648	41,85	29,30	24,46	288,70	82,48	284,23	62,37	346,60	747,80	70,72
6			1,930	49,01	30,87	25,32	299,43	91,80	288,14	74,05	362,19	789,69	72,64

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
6	0,500	12,70	0,500	12,70	26,70	23,61	278,17	73,34	308,28	17,98	326,26	666,01	97,22
1			0,719	18,26	27,57	23,51	276,91	72,24	311,74	26,15	337,89	696,75	99,19
2			0,875	22,23	28,32	23,91	281,93	76,61	314,21	32,08	346,28	718,97	100,59
3			1,178	29,91	29,95	24,83	293,26	86,45	318,99	43,83	362,82	762,82	103,26
4			1,460	37,08	31,57	25,76	304,80	96,47	323,45	55,08	378,53	804,57	105,71
5			1,742	44,24	33,21	26,72	316,85	106,94	327,91	66,63	394,54	847,17	108,12
6			2,024	51,40	34,77	27,66	328,63	117,17	332,37	78,47	410,84	890,63	110,50

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
7													
1	0,719	18,26	0,719	18,26	44,03	33,91	408,07	186,17	458,24	26,73	484,97	989,99	226,37
2			0,875	22,23	44,11	33,94	408,46	186,51	461,79	32,78	494,57	1014,72	228,69
3			1,178	29,91	44,62	34,30	413,13	190,56	468,67	44,78	513,45	1063,46	233,15
4			1,460	37,08	45,37	34,83	419,89	196,44	475,08	56,26	531,34	1109,75	237,26
5			1,742	44,24	46,29	35,51	428,69	204,08	481,49	68,04	549,53	1156,91	241,34
6			2,024	51,40	47,33	36,27	438,60	212,68	487,90	80,11	568,01	1204,92	245,39
7			2,306	58,56	48,45	37,09	449,23	221,92	494,31	92,47	586,78	1253,78	249,39

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
8													
1	0,875	22,23	0,875	22,23	56,61	43,44	532,92	294,61	570,62	33,29	603,90	1232,75	323,15
2			1,178	29,91	56,42	43,29	530,97	292,92	578,99	45,46	624,45	1284,97	328,88
3			1,460	37,08	56,59	43,43	532,84	294,54	586,79	57,10	643,89	1334,51	334,19
4			1,742	44,24	56,97	43,76	537,19	298,32	594,59	69,04	663,63	1384,90	339,46
5			2,024	51,40	57,52	44,20	543,01	303,38	602,40	81,27	683,67	1436,16	344,69
6			2,306	58,56	58,21	44,75	550,48	309,86	610,20	93,79	703,99	1488,26	349,88
7			2,588	65,73	58,99	45,35	558,47	316,81	618,00	106,61	724,61	1541,23	355,04

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
9													
1	1,000	25,40	1,000	25,40	66,66	52,00	648,84	395,30	663,99	38,73	702,72	1434,48	403,56

2		1,272	32,30	66,24	51,51	642,12	389,46	672,58	49,89	722,47	1484,17	409,61
3		1,554	39,46	66,10	51,41	640,69	388,22	681,50	61,76	743,26	1536,59	415,86
4		1,836	46,63	66,18	51,48	641,69	389,09	690,41	73,93	764,34	1589,87	422,06
5		2,118	53,79	66,43	51,70	644,71	391,71	699,33	86,39	785,72	1644,00	428,23
6		2,870	72,90	67,71	52,83	660,30	405,25	723,12	121,06	844,18	1792,62	444,51
7		3,152	80,06	68,35	53,39	668,00	411,94	732,03	134,60	866,63	1849,90	450,55

APÊNDICE C: CÁLCULOS DE PRESSÃO DE COLAPSO DE DUTO SANDUÍCHE DAS GEOMETRIAS ANALISADAS – ADESÃO PARCIAL

Parâmetros			
Fator de Redução em relação à adesão perfeita	30%		
Preço do Aço	1,99 USD/kg		
Preço do PP	2,921 USD/kg		
D_i	18 in	=	457,2 mm
Densidade do Aço	7800 kg/m ³	=	7,8 ton/m ³
Densidade do Anular	910 kg/m ³	=	0,91 ton/m ³

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
1	0,125	3,18	0,125	3,18	1,58	7,35	83,71	-95,57	72,62	4,24	76,86	156,90	-105,73
2			0,203	5,16	2,13	8,19	93,40	-87,15	72,93	6,91	79,84	165,32	-105,80
3			0,277	7,04	2,64	8,85	101,09	-80,47	73,22	9,47	82,69	173,37	-105,87
4			0,344	8,74	3,09	9,37	107,15	-75,21	73,49	11,80	85,29	180,70	-105,94
5			0,500	12,70	4,06	13,35	153,94	-34,57	74,11	17,29	91,40	197,98	-106,10
6			0,719	18,26	5,14	11,28	129,46	-55,83	74,97	25,16	100,13	222,67	-106,34
7			0,875	22,23	5,71	11,73	134,82	-51,17	75,59	30,87	106,45	240,58	-106,52

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
2	0,203	5,16	0,203	5,16	4,29	10,55	120,92	-63,24	119,44	6,97	126,41	258,04	-65,41
1			0,277	7,04	4,82	11,02	126,47	-58,42	119,92	9,55	129,46	266,52	-65,32
2			0,344	8,74	5,30	11,40	130,96	-54,53	120,35	11,90	132,24	274,24	-65,25
3			0,500	12,70	6,35	12,20	140,38	-46,34	121,35	17,44	138,78	292,41	-65,08
4			0,719	18,26	7,67	13,12	151,20	-36,95	122,76	25,36	148,12	318,37	-64,86
5			0,875	22,23	8,48	13,64	157,37	-31,59	123,76	31,12	154,87	337,17	-64,72
6			1,178	29,91	9,71	14,38	166,19	-23,93	125,70	42,54	168,24	374,39	-64,47

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
3	0,277	7,04	0,277	7,04	7,44	13,96	161,22	-28,24	164,93	9,62	174,55	356,31	-26,24
1			0,344	8,74	7,84	13,23	152,52	-35,80	165,52	11,99	177,51	364,40	-26,03
2			0,500	12,70	8,70	13,77	158,94	-30,22	166,88	17,57	184,45	383,42	-25,55
3			0,719	18,26	10,12	14,62	169,00	-21,48	168,80	25,56	194,36	410,57	-24,89
4			0,875	22,23	11,00	15,11	174,88	-16,38	170,17	31,36	201,52	430,22	-24,44
5			1,178	29,91	12,49	15,92	184,52	-8,01	172,82	42,86	215,68	469,10	-23,59
6			1,460	37,08	13,60	16,49	191,43	-2,00	175,29	53,88	229,17	506,21	-22,83

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
4	0,344	8,74	0,344	8,74	10,60	14,89	172,28	-18,64	207,01	12,08	219,08	447,22	10,00
1			0,500	12,70	11,38	11,39	130,73	-54,73	208,70	17,70	226,40	467,01	10,76
2			0,719	18,26	12,55	16,95	196,89	2,74	211,09	25,74	236,82	495,24	11,82
3			0,875	22,23	13,39	16,39	190,21	-3,06	212,78	31,57	244,35	515,66	12,55
4			1,178	29,91	14,92	17,17	199,53	5,03	216,07	43,15	259,22	556,03	13,95
5			1,460	37,08	16,18	17,79	207,07	11,58	219,14	54,24	273,38	594,53	15,21
6			1,742	44,24	17,24	18,30	213,23	16,93	222,21	65,63	287,84	633,89	16,44
7													

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
5	0,438	11,13	0,438	11,13	15,39	17,39	202,29	7,43	267,48	15,60	283,08	577,86	62,08
1			0,625	15,88	16,07	17,74	206,42	11,02	270,07	22,48	292,55	603,10	63,46
2			0,812	20,62	16,85	18,12	210,99	14,99	272,66	29,49	302,14	628,72	64,82
3			1,084	27,53	18,04	18,70	218,07	21,13	276,42	39,89	316,31	666,61	66,78
4			1,366	34,69	19,30	19,31	225,49	27,58	280,33	50,99	331,31	706,78	68,77
5			1,648	41,85	20,51	19,90	232,69	33,84	284,23	62,37	346,60	747,80	70,72
6			1,930	49,01	21,61	20,44	239,26	39,54	288,14	74,05	362,19	789,69	72,64
7													

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
6	0,500	12,70	0,500	12,70	18,69	19,02	221,95	24,50	308,28	17,98	326,26	666,01	97,22
1			0,719	18,26	19,30	19,31	225,49	27,58	311,74	26,15	337,89	696,75	99,19
2			0,875	22,23	19,82	19,57	228,61	30,29	314,21	32,08	346,28	718,97	100,59
3			1,178	29,91	20,97	20,13	235,42	36,20	318,99	43,83	362,82	762,82	103,26
4			1,460	37,08	22,10	20,69	242,24	42,13	323,45	55,08	378,53	804,57	105,71
5			1,742	44,24	23,24	21,25	249,20	48,17	327,91	66,63	394,54	847,17	108,12
6			2,024	51,40	24,34	21,81	256,01	54,09	332,37	78,47	410,84	890,63	110,50

	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
7	0,719	18,26	0,719	18,26	30,82	25,32	299,33	91,72	458,24	26,73	484,97	989,99	226,37
1			0,875	22,23	30,87	25,34	299,68	92,02	461,79	32,78	494,57	1014,72	228,69
2			1,178	29,91	31,24	25,56	302,37	94,36	468,67	44,78	513,45	1063,46	233,15
3			1,460	37,08	31,76	25,86	306,17	97,66	475,08	56,26	531,34	1109,75	237,26
4			1,742	44,24	32,40	26,24	310,86	101,73	481,49	68,04	549,53	1156,91	241,34
5			2,024	51,40	33,13	26,68	316,29	106,45	487,90	80,11	568,01	1204,92	245,39
6			2,306	58,56	33,92	27,16	322,30	111,67	494,31	92,47	586,78	1253,78	249,39

8	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
1	0,875	22,23	0,875	22,23	39,62	30,82	368,54	151,83	570,62	33,29	603,90	1232,75	323,15
2			1,178	29,91	39,49	30,73	367,47	150,91	578,99	45,46	624,45	1284,97	328,88
3			1,460	37,08	39,61	30,81	368,44	151,75	586,79	57,10	643,89	1334,51	334,19
4			1,742	44,24	39,88	30,99	370,73	153,74	594,59	69,04	663,63	1384,90	339,46
5			2,024	51,40	40,27	31,26	374,13	156,69	602,40	81,27	683,67	1436,16	344,69
6			2,306	58,56	40,75	31,58	378,24	160,26	610,20	93,79	703,99	1488,26	349,88
7			2,588	65,73	41,29	31,96	383,04	164,42	618,00	106,61	724,61	1541,23	355,04

9	$t_i=t_e$ (in)	$t_i=t_e$ (mm)	t_a (in)	t_a (mm)	P_c (MPa)	DPS Equiva- lente (mm)	P_s (Kg/m)	P_{sub} do DPS equivalente (kg/m)	P_s DS (kg/m)	Peso/metro do Anular (kg/m)	P_{tot} (kg/m)	Custo métrico total (USD/m)	P_{sub} do DS (kg/m)
1	1,000	25,40	1,000	25,40	46,66	35,77	432,14	207,08	663,99	38,73	702,72	1434,48	403,56
2			1,272	32,30	46,37	35,57	429,45	204,73	672,58	49,89	722,47	1484,17	409,61
3			1,554	39,46	46,27	35,49	428,49	203,91	681,50	61,76	743,26	1536,59	415,86
4			1,836	46,63	46,33	35,53	429,02	204,36	690,41	73,93	764,34	1589,87	422,06
5			2,118	53,79	46,50	35,66	430,63	205,76	699,33	86,39	785,72	1644,00	428,23
6			2,870	72,90	47,40	36,32	439,23	213,23	723,12	121,06	844,18	1792,62	444,51
7			3,152	80,06	47,85	36,65	443,55	216,98	732,03	134,60	866,63	1849,90	450,55

APÊNDICE D: DADOS DE ENTRADA

Os dados de entrada para ambas as análises foram mantidos os constantes exceto pela magnitude da carga que foi mantida constante.

```
**RING COLLAPSE ANALYSIS - RIKS' METHOD - STATICS
```

```
*HEADING
```

```
RING COLLAPSE - STATICS (CPE8)
```

```
*****
```

```
**DEFINE NODAL POINTS
```

```
*****
```

```
*NODE, INPUT=Def.nodes1,NSET=PIPE
```

```
*NSET, NSET=ONEN
```

```
10101
```

```
*NSET, NSET=TOP, GENERATE
```

```
10101, 130101, 10000
```

```
*NSET, NSET=BOT, GENERATE
```

```
14101, 134101, 10000
```

```
*****
```

```
**DEFINE ELEMENTS
```

```
*****
```

```
*ELEMENT, TYPE=CPE8, ELSET=LAYER1, INPUT=Def.elem1
```

```
*ELEMENT, TYPE=CPE8H, ELSET=LAYER2, INPUT=Def.elem2
```

```
*ELEMENT, TYPE=CPE8, ELSET=LAYER3, INPUT=Def.elem3
```

```
*ELSET, ELSET=ONEL
```

```
60101
```

```
*ELSET, ELSET=RINGO, GENERATE
```

```
60101, 62001, 100
```

```
*****
```

```
**MATERIAL DEFINITION
```

```
*****
```

```
*SOLID SECTION, MATERIAL=X60, ELSET=LAYER1
```

```
*SOLID SECTION, MATERIAL=PP, ELSET=LAYER2
```

```
*SOLID SECTION, MATERIAL=X60, ELSET=LAYER3
```

```
*MATERIAL,NAME=X60
```

```
*ELASTIC,TYPE=ISOTROPIC
```

```
206000, 0.3
```

```
*PLASTIC,HARDENING=ISOTROPIC
```

310.38, 0.000000e+00
325.97, 2.280390e-05
343.40, 1.381720e-04
362.69, 4.441310e-04
374.77, 7.847810e-04
383.69, 1.140510e-03
396.80, 1.874430e-03
408.59, 2.813140e-03
419.27, 3.955060e-03
429.68, 5.394710e-03
438.11, 6.841660e-03
451.52, 9.745630e-03
465.34, 1.362360e-02
481.46, 1.943380e-02
498.43, 2.714900e-02
515.79, 3.672710e-02
533.45, 4.811410e-02
550.25, 6.031460e-02
567.77, 7.421610e-02
583.95, 8.793120e-02
599.20, 1.014630e-01
618.51, 1.192270e-01
636.96, 1.366830e-01
654.77, 1.538380e-01
680.64, 1.790310e-01

*MATERIAL,NAME=PP

*HYPERELASTIC, N=2, OGDEN, TEST DATA INPUT

*UNIAXIAL TEST DATA

0, 0.0e+00
15.91, 3.0e-02
28.51, 6.0e-02
33.01, 7.5e-02
38.42, 9.0e-02
39.31, 9.9e-02
38.71, 10.5e-02
34.31, 12.0e-02

```

*****
**DEFINE BOUNDARY CONDITIONS (SYMMETRY, RIGID)
*****

*BOUNDARY

TOP, XSYMM

BOT, YSYMM

*****

**LOADING (PRESSURE, STATICS)
*****

*STEP, NLGEOM, INC=200

*STATIC,RIKS

0.01, 1, 0.00001, 0.05, 3.

*DLOAD

RINGO,P3,30.

*****

**POSTPROCESSING CONTROL
*****

*RESTART, WRITE, FREQ=10

*MONITOR, NODE=10101, DOF=2, FREQ=1

*NODE FILE, NSET=ONEN

U

*EL FILE, ELSET=ONEL

LOADS

*ENERGY FILE

*NODE PRINT, NSET=ONEN

U

*EL PRINT, ELSET=ONEL

LOADS

*ENERGY PRINT

*END STEP

```

Para definir a geometria foi criado um arquivo “.txt” com a seguinte forma:

```
3, 1                                ! # layers, connectivity, condição de adesão perfeita
‘Raio Interno’, ‘Espessura interna’, ‘Espessura anular’, ‘Espessura externa’      ! int.radius, thick(i)
0.5E-2                               ! imperfeição(a20)
1                                    ! nangl
90.                                  ! alpha(i) ¼ de circunferência
20                                  ! nalpha(i) número de nós na direção circunferencial
2 2 2                               ! nthick(i) número de nós em cada camada
1                                    ! istep0
```