



ANÁLISE NUMÉRICA DE ENRIJECEDOR À FLEXÃO PARA I-TUBE

Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Murilo Augusto Vaz

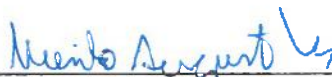
Rio de Janeiro
Setembro de 2018

ANÁLISE NUMÉRICA DE ENRIJECEDOR À FLEXÃO PARA I-TUBE

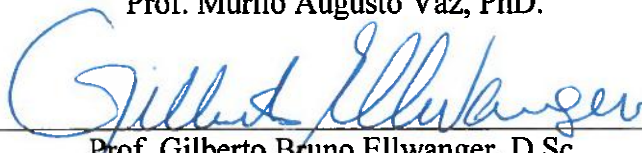
Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ COIMBRA DE POS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

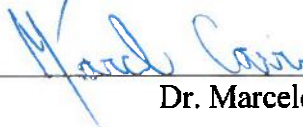
Examinada por:



Prof. Murilo Augusto Vaz, PhD.



Prof. Gilberto Bruno Ellwanger, D.Sc.



Dr. Marcelo Caire, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

SETEMBRO DE 2018

Gomes, Gustavo Alves Pinto Mosqueira

Análise Numérica de Enrijecedor à Flexão para I-tube /
Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes. – Rio de Janeiro:
UFRJ/COPPE, 2018.

XVI, 80 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Murilo Augusto Vaz

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de
Engenharia Oceânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 76-80.

1. Enrijecedor à Flexão (*Bend Stiffener*). 2. Análise
Numérica. I. Vaz, Murilo Augusto. II. Universidade
Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de
Engenharia Oceânica. III. Título.

Aos meus pais, Marcelino Gomes e Andréa Mosqueira.

Aos meus irmãos, Cristiano, Bernardo e Fernanda.

Aos meus avós, Álvaro e Linnéa.

E à minha esposa Ananda.

Agradecimentos

Ao Governo Federal brasileiro pelo ensino público de qualidade e à COPPE pela organização do mestrado do Programa de Engenharia Oceânica (PENO).

Ao meu orientador Murilo Augusto Vaz pelo apoio e pelas sugestões ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Ao colega Luis Carlos Absalón Rojas Torres por todos os ensinamentos e trocas de experiência em relação ao uso do *software* ABAQUS®.

Aos companheiros da TechnipFMC, Pedro Henrique Corrêa, Phillip Frigeri, Paulo Bailly, Fernando Toste e, em especial, Iran Simões, pela valorização da qualificação profissional e pela flexibilização, quando necessária, da jornada de trabalho. Um agradecimento também a Francisco Ávila pelo incentivo durante todo o mestrado.

Aos meus avós Álvaro e Linnéa pelo carinho e pela valorização da pós-graduação.

Aos meus pais Marcelino Gomes e Andréa Mosqueira por toda a dedicação e amor ao longo de toda minha vida, e por não medirem esforços para proporcionar uma educação de qualidade aos quatro filhos.

Aos meus irmãos e amigos: Cristiano, Bernardo e Fernanda.

À minha esposa Ananda pelo seu companheirismo, amor e compreensão ao longo de toda essa jornada. Seu apoio foi fundamental nos momentos de maior dificuldade.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ANÁLISE NUMÉRICA DE ENRIJECEDOR À FLEXÃO PARA I-TUBE

Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes

Setembro/2018

Orientador: Murilo Augusto Vaz

Programa: Engenharia Oceânica

Os *risers* flexíveis têm desempenhado um papel importante no escoamento da produção *offshore* de petróleo e gás. Durante a fase de operação, esses dutos são submetidos à ação de correntes marinhas, ventos e ondas, gerando flexão indesejável na conexão de topo com UEP. Para limitar a curvatura nestas conexões, a fim de evitar a falha do *riser* devido à flexão excessiva e à fadiga da estrutura, são utilizados enrijecedores à flexão ou *bend stiffeners*. A função desse acessório é limitar a curvatura do duto flexível nesta conexão e proporcionar uma transição gradual de rigidez.

Esta dissertação tem como objetivo avaliar o comportamento do *riser* na conexão de topo quando submetido a um determinado carregamento axial combinado com uma variação angular entre a direção longitudinal do duto e a condição neutra do enrijecedor à flexão. Neste trabalho, foram desenvolvidos modelos em elementos finitos, através do *software* ABAQUS®, para verificar principalmente as diferenças entre a configuração tradicional, que considera o *riser* e o *bend stiffener* engastados na mesma posição, e a configuração I-tube que considera um comprimento significativo de duto flexível acima do *bend stiffener* e posições diferentes de engaste.

O material do enrijecedor foi avaliado com três diferentes módulos de elasticidade, considerando o comportamento linear elástico, e também com o comportamento não linear elástico simétrico.

Nos modelos desenvolvidos, foram analisadas também diferentes folgas entre o duto e o *bend stiffener* e a influência da utilização do *sleeve* no comportamento do duto. Por fim, foi realizado um estudo para avaliar o impacto da rotação do *bend stiffener* na região do *bell mouth*.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

NUMERICAL ANALYSIS OF I-TUBE BEND STIFFENER

Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes

September/2018

Advisor: Murilo Augusto Vaz

Department: Ocean Engineering

Flexible risers have played an important role in the offshore oil and gas industry. During the operation phase, these pipelines are subjected to dynamic loads from marine currents, winds and waves which generate undesirable bending moment at the upper connection with the platform. Bending stiffeners are used at this connection to limit the curvature, in order to avoid riser failure due to overbending and fatigue. The function of this ancillary equipment is to ensure a smooth stiffness transition between the flexible riser and the platform.

The propose of this work is to evaluate the behavior of the riser at the upper connection when subjected to an axial load combined with an angular variation between the longitudinal direction of the pipe and the neutral position of the bend stiffener. In this work, finite element models were developed using ABAQUS®, mainly to verify the differences between the standard configuration, which considers the riser and the bend stiffener fixed at the same position, and the I-tube configuration, which considers a significant length of flexible pipe above the bend stiffener position.

The bend stiffener (polyurethane) was evaluated with three different elastic modulus, considering the elastic linear behavior, as well as with the nonlinear elastic symmetric behavior.

In the numerical analysis, different gaps between the pipe and the bend stiffener, and the influence of the use of the sleeve on the behavior of the riser were also analyzed. Finally, a study was carried out to evaluate the impact of bend stiffener rotation at the bell mouth region.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Motivação.....	1
1.2	Objetivo.....	6
1.3	Duto flexível.....	7
1.4	Descrição dos capítulos	10
CAPÍTULO 2	ENRIJECEDORES À FLEXÃO	12
2.1	Classificação	12
2.2	Processo de fabricação	17
CAPÍTULO 3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
CAPÍTULO 4	POLIURETANO	24
4.1	Considerações iniciais	24
4.2	Modelo linear elástico	25
4.3	Modelo não linear elástico.....	28
4.3.1	Soluções analíticas para sólidos incompressíveis	28
4.4	Modelos hiperelásticos	31
4.4.1	Ajustes dos modelos hiperelásticos	34
CAPÍTULO 5	ANÁLISE NUMÉRICA DE ENRIJECEDORES.....	40
5.1	Método de Elementos Finitos	40
5.1.1	Elementos.....	41
5.1.2	Considerações gerais	43
5.2	Modelo numérico de enrijecedor à flexão tradicional.....	46
5.2.1	Geometria.....	46
5.2.2	Malha	47
5.2.3	Condições de contorno e carregamento	47
5.2.4	Resultados	49
5.2.4.1	Análise de influência do material	49
5.2.4.2	Análise de influência da folga	54
5.3	Modelo numérico de enrijecedor à flexão para I-tube	57

5.3.1	Geometria	57
5.3.2	Malha	57
5.3.3	Condições de contorno e carregamento	58
5.3.4	Resultados	59
5.4	Modelo numérico de enrijecedor à flexão com geometria complexa para I-tube.....	62
5.4.1	Geometria	63
5.4.2	Malha	64
5.4.3	Condições de contorno e carregamento	65
5.4.4	Resultados	67
5.4.4.1	Análise de enrijecedor à flexão com <i>sleeve</i>	67
5.4.4.2	Análise de enrijecedor à flexão com estrutura prolongadora / <i>liner</i> e angulação do <i>bell mouth</i>	69
CAPÍTULO 6 CONCLUSÃO.....		74
REFERÊNCIAS.....		76

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Camada pós-sal, de sal e pré-sal [2]	1
Figura 2 – Produção <i>offshore</i> de petróleo no Brasil [3]	2
Figura 3 – Poços exploratórios concluídos por ano (2004-2017) [4].....	2
Figura 4 – Distribuição da produção de petróleo por operador no Brasil (Dez-2017) [6].....	3
Figura 5 – Comprimento previsto de fornecimento de riser (ft) por tipo de duto (2016-2026) [7]	4
Figura 6 – <i>Bend Stiffener</i> posicionado no <i>turret</i> de FPSO [9]	4
Figura 7 – Esforços atuantes em um enrijecedor à flexão [10]	5
Figura 8 – Instalação de enrijecedor à flexão [10].....	5
Figura 9 –Enrijecedor à flexão fixado no <i>bell mouth</i> [12].....	6
Figura 10 – (a) Esquema da configuração tradicional; (b) Esquema da configuração para I-tube [13].....	6
Figura 11 – Típica estrutura de duto flexível [15]	7
Figura 12 – Processo de fabricação da carcaça [16]; Perfil de carcaça intertravada [17].....	8
Figura 13 – (a) Perfil em Z (zeta); (b) Perfil em C; (c) Perfil em T (teta) [18]	9
Figura 14 – (a) Processo de armagem [17]; (b) Duto flexível com armadura em fibra de carbono [19].....	9
Figura 15 – Duto flexível com fita de alta resistência [16].....	10
Figura 16 – Enrijecedor intermediário [9]	12
Figura 17 – Conexão intermediária entre tramos em configuração <i>lazy wave</i> [21].....	12
Figura 18 – (a) Enrijecedor de topo tradicional [23]; (b) Enrijecedor de topo tradicional bipartido [18]	13
Figura 19 – Fotos de enrijecedores à flexão tradicionais [18]	14
Figura 20 –Enrijecedor à flexão com prolongador [24].....	14
Figura 21 – Enrijecedor de topo para I-tube [10] [18].....	15
Figura 22 – Foto e seção transversal de enrijecedor para I-tube [18] [25]	16
Figura 23 – (a) Enrijecedor à flexão embutido; (b) Enrijecedor à flexão com suporte metálico [26].....	16
Figura 24 – Configuração de sistema I-tube [11]	17
Figura 25 – Molde do <i>bend stiffener</i> e detalhes do inserto metálico [28] [9].....	18
Figura 26 – Inspeção do suporte metálico após a fabricação [29]	18
Figura 27 - Esquema do duto flexível-enrijecedor como um modelo de viga [31]	19
Figura 28 - Curva tensão-deformação do poliuretano – BOEF e OUT [30]	24
Figura 29 - Curva tensão-deformação do poliuretano – MENICONI e LOPES [14].....	25
Figura 30 – Módulos de elasticidade secante e tangente [41].....	27

Figura 31 – Módulos de elasticidade secante (E) - Poliuretano	28
Figura 32 – Extensão axial de uma lâmina incompressível [22].....	30
Figura 33 – Exemplos de modelos hiperelásticos [42]	32
Figura 34 – Modelos Mooney-Rivlin, Neo-Hookeano e Yeoh	35
Figura 35 – Modelos Ogden de ordem 3, Ogden de ordem 6 e Polinomial de ordem 2	35
Figura 36 – Erros relativos calculados para os Modelos Mooney-Rivlin, Neo-Hookeano e Yeoh	37
Figura 37 – Erros relativos calculados para os Modelos Polinomial de ordem 2 e Ogden de ordem 3 e Ogden de ordem 6	37
Figura 38 – Malha formada por elementos discretos [45]	40
Figura 39 – Famílias de elementos [46]	42
Figura 40 – Elementos linear (C3D8), quadrático (C3D20) e tetraédrico modificado (C3D10M) [46].....	42
Figura 41 – Relação bilinear momento fletor / curvatura (adaptado da ref. [35])	44
Figura 42 – Geometria do enrijecedor à flexão tradicional.....	46
Figura 43 – Malha formada pelo enrijecedor e pelo <i>riser</i>	47
Figura 44 – Condição de contorno: Simetria	48
Figura 45 – Condição de contorno: Engaste do <i>bend stiffener</i> e do <i>riser</i>	48
Figura 46 – Carregamento aplicado na extremidade livre do <i>riser (beam)</i>	48
Figura 47 – Configuração deformada do conjunto <i>riser – bend stiffener</i> (F=62,5 kN; Folga=5mm).....	49
Figura 48 – Deslocamento da linha de centro do <i>riser</i> (F=62,5 kN).....	50
Figura 49 – Deslocamento da linha de centro do <i>riser</i> (F=125 kN).....	50
Figura 50 – Deslocamento da linha de centro do <i>riser</i> (F=250 kN).....	50
Figura 51 – Ângulo em função do segmento deformado (F=62,5 kN)	51
Figura 52 – Ângulo em função do segmento deformado (F=125 kN)	51
Figura 53 – Ângulo em função do segmento deformado (F=250 kN)	52
Figura 54 – Ângulo em função do segmento deformado (material hiperelástico)	52
Figura 55 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> (F=62,5 kN).....	53
Figura 56 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> (F=125 kN).....	53
Figura 57 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> (F=250 kN).....	53
Figura 58 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> (material hiperelástico).....	54
Figura 59 – Configuração deformada do conjunto <i>riser – bend stiffener</i> - F=62,5 kN: (a) Folga=5mm; (b) Folga=10mm; (c) Folga=15mm	54
Figura 60 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> para diferentes folgas (F=62,5 kN).....	55
Figura 61 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> para diferentes folgas (F=125 kN).....	55
Figura 62 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> para diferentes folgas (F=250 kN).....	56

Figura 63 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> com folga de 15 mm ($F=250$ kN; $\phi = 10^\circ / 15^\circ$).....	56
Figura 64 – Malha formada pelo enrijecedor e pelo <i>riser</i> ($L_1' = 1$ m).....	57
Figura 65 – Malha formada pelo enrijecedor e pelo <i>riser</i> ($L_2' = 5$ m).....	58
Figura 66 – Malha formada pelo enrijecedor e pelo <i>riser</i> ($L_3' = 10$ m).....	58
Figura 67 – Plano de simetria; Posição de engaste do duto e do <i>bend stiffener</i> em relação ao eixo x ($L_1' = 1$ m)	58
Figura 68 – Configuração deformada do conjunto <i>riser – bend stiffener</i> ($F=62,5$ kN; Folga=10mm; $L_1' = 1$ m)	59
Figura 69 – Configuração deformada do conjunto <i>riser – bend stiffener</i> ($F=62,5$ kN; Folga=10mm; $L_2' = 5$ m)	59
Figura 70 – Configuração deformada do conjunto <i>riser – bend stiffener</i> ($F=62,5$ kN; Folga=10mm; $L_3' = 10$ m)	59
Figura 71 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> ($F=62,5$ kN).....	61
Figura 72 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> ($F=125$ kN).....	61
Figura 73 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> ($F=250$ kN).....	61
Figura 74 – Distribuição de curvatura ao longo do <i>riser</i> (material hiperelástico).....	62
Figura 75 –Enrijecedor à flexão com geometria complexa.....	63
Figura 76 – Estrutura prolongadora / <i>liner</i>	64
Figura 77 – Malha do enrijecedor à flexão com geometria complexa e do <i>riser</i> na configuração <i>standard</i>	64
Figura 78 – Malha do enrijecedor à flexão com geometria complexa e do <i>riser</i> na configuração I-tube.....	65
Figura 79 – Malha do enrijecedor à flexão, da estrutura prolongadora / <i>liner</i> e do <i>riser</i> na configuração I-tube	65
Figura 80 – Superfície em que a condição de contorno $U_2=0$ foi aplicada (região da luva ou <i>sleeve</i>)	66
Figura 81 – Região de engaste da estrutura prolongadora / <i>liner</i>	66
Figura 82 – Esquema ilustrativo da rotação realizada na extremidade superior do <i>riser</i>	67
Figura 83 – Configuração deformada do <i>bend stiffener</i> com geometria complexa com <i>sleeve</i> em configuração I-tube ($L' = 10$ m).....	67
Figura 84 – Configuração deformada do <i>bend stiffener</i> com geometria complexa sem <i>sleeve</i> em configuração I-tube ($L' = 10$ m).....	68
Figura 85 – Variação de curvatura ao longo do <i>riser</i> com <i>bend stiffener</i> de geometria complexa	68
Figura 86 –Deslocamento da linha de centro do <i>riser</i> quando submetido a diferentes carregamentos – <i>Bend stiffener</i> sem e com <i>sleeve</i>	69

Figura 87 –Deslocamento da linha de centro do <i>riser</i> quando submetido a diferentes carregamentos – <i>Bend stiffener</i> sem e com sleeve	69
Figura 88 – Configuração deformada do <i>bend stiffener</i> com estrutura prolongadora rotacionado na região do <i>bell mouth</i> (F=62,5kN; $\phi=45^\circ$).....	70
Figura 89 – Configuração deformada do <i>bend stiffener</i> com estrutura prolongadora rotacionado na região do <i>bell mouth</i> (F=250kN; $\phi=45^\circ$).....	70
Figura 90 – Variação de curvatura do duto com <i>bend stiffener</i> de geometria complexa na configuração tradicional e configuração I-tube sem rotação e com rotação (F=62,5kN).....	71
Figura 91 – Variação de curvatura do duto com <i>bend stiffener</i> de geometria complexa na configuração tradicional e configuração I-tube sem rotação e com rotação (F=125kN).....	71
Figura 92 – Variação de curvatura do duto com <i>bend stiffener</i> de geometria complexa na configuração tradicional e configuração I-tube sem rotação e com rotação (F=250kN).....	71
Figura 93 – Ângulo em função do segmento deformado - <i>Bend stiffener</i> de geometria complexa na configuração I-tube com rotação	72
Figura 94 – Variação de curvatura do duto com <i>bend stiffener</i> de geometria complexa na configuração I-tube com rotação ($\Phi = 45^\circ$ e 15°)	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros calculados para os modelos hiperelásticos	36
Tabela 2 - Parâmetros calculados para ensaio de tração	39
Tabela 3 – Propriedades do duto flexível	44
Tabela 4 – Parâmetros utilizados na relação bilinear entre momento fletor e curvatura	44
Tabela 5 – Propriedades do poliuretano	45
Tabela 6 – Dimensões do enrijecedor à flexão tradicional	46
Tabela 7 – Geometria do duto flexível	47
Tabela 8 – Comprimento do duto flexível na configuração I-tube	57
Tabela 9 – Diferença entre as curvaturas em $x=0$ – Configurações standard e I-tube.....	62
Tabela 10 – Dimensões do enrijecedor à flexão com geometria complexa	63
Tabela 11 – Geometria do duto flexível	63
Tabela 12 – Diferença entre as curvaturas em $x=0$ – Configuração I-tube com rotação em relação às configurações standard e I-tube	72
Tabela 13 – Curvatura máxima do riser na região da estrutura prolongadora.....	72

LISTA DE ABREVIATURAS

AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
API	<i>American Petroleum Institute</i>
BS	<i>Bend Stiffener</i>
E&P	<i>Exploration and production</i>
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
FEM	<i>Finite Element Method</i>
FPSO	<i>Floating Production Storage and Offloading</i>
HDPE	Polietileno de alta densidade
MBR	<i>Minimum Bending Radius</i>
O&G	<i>Oil and gas</i>
PA	Poliamida
PE	Polietileno
PIP	<i>Pipe-in-pipe</i>
PU	Poliuretano
PVDF	Polifluoreto de vinilideno
RP	<i>Recommended practice</i>
TDP	<i>Touch Down Point</i>
TPE	Elastômeros Termoplásticos
UEP	Unidade estacionária de produção
XLPE	Polietileno Reticulado

LISTA DE SÍMBOLOS

T	Tração suportada pelo duto flexível na conexão de topo
θ_d	Variação angular entre a direção longitudinal do duto e a condição neutra do enrijecedor à flexão
ν	Coefficiente de Poisson
E_{BS}	Módulo de elasticidade do <i>Bend Stiffener</i> (poliuretano)
EA	Rigidez axial do duto flexível
EI	Rigidez à flexão do duto flexível
L	Comprimento do duto flexível
L'	Comprimento do duto flexível acima do <i>bend stiffener</i>
D_{ext}	Diâmetro externo do duto flexível
G	Módulo de cisalhamento
σ	Tensão real (Tensão de Cauchy)
t	Tensão de engenharia (nominal)
ε	Deformação real
e	Deformação de engenharia (nominal)
K	Módulo de compressibilidade
Δ	Dilatação volumétrica
λ	Alongamento
B	Tensor deformação de Cauchy-Green à esquerda
W	Energia de deformação
k	Curvatura do duto flexível
k_{lim}	Curvatura máxima do duto flexível

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

O Brasil vem ocupando uma posição de destaque no cenário internacional desde a última década com as descobertas de reservas de petróleo na camada pré-sal. Essa camada é composta por grandes acumulações de óleo leve, de excelente qualidade e com alto valor comercial, motivo pelo qual desperta bastante interesse de grandes empresas de E&P. Por outro lado, a exploração de petróleo na camada pré-sal é bastante desafiadora. Um dos maiores desafios se deve ao fato de grande parte dos campos do pré-sal estarem situados em águas ultraprofundas que ultrapassam 2000 m de profundidade. Outro grande desafio é a presença de dióxido de carbono (CO_2) e sulfeto de hidrogênio (H_2S) nos reservatórios da camada do pré-sal. Esses gases, que estão presentes em teores elevados nos campos do pré-sal, promovem um ambiente corrosivo em estruturas utilizadas na produção e transporte de grandes volumes de petróleo e gás natural [1].

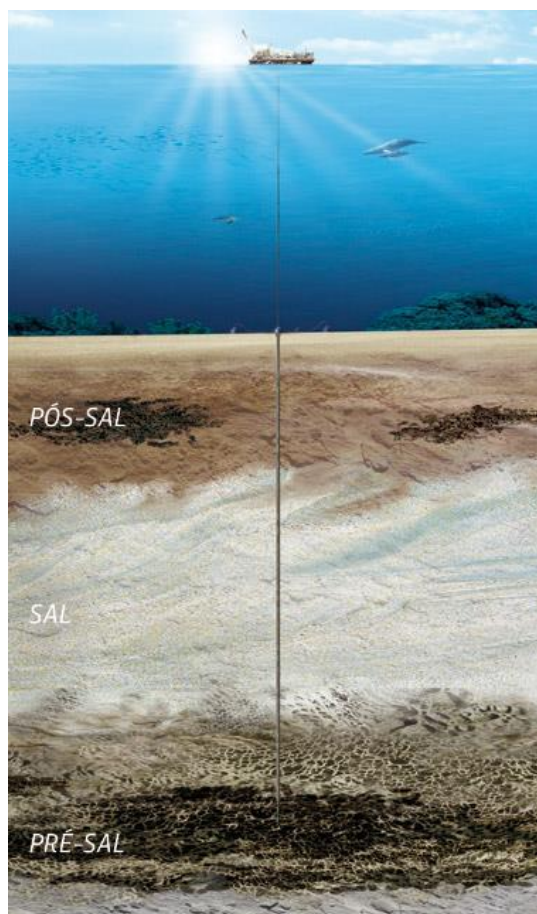


Figura 1 – Camada pós-sal, de sal e pré-sal [2]

Nos últimos anos, houve um crescimento acentuado da produção de petróleo proveniente da camada pré-sal, enquanto que os campos da camada pós-sal apresentaram uma tendência contrária, como pode ser observado na Figura 2. A produção diária de petróleo do pré-sal passou da média de aproximadamente 9 mil barris por dia em 2008, para o patamar de 1,5 milhão de barris por dia em meados de 2017 [3].



Figura 2 – Produção *offshore* de petróleo no Brasil [3]

A marca de 1 milhão de barris de petróleo produzidos por dia do pré-sal foi alcançada menos de dez anos após a primeira descoberta nesta camada geológica, e apenas dois anos depois de atingir a marca de 500 mil barris por dia, em 2014. Esse aumento acentuado da produção é resultado da alta produtividade dos poços que operam no pré-sal. Vale destacar que o custo médio para extração de petróleo da camada pré-sal foi gradualmente reduzido ao longo dos últimos anos, aumentando assim, o interesse de muitas empresas estrangeiras nas reservas provenientes desta camada. Pode-se ressaltar também que as licitações dos blocos do pré-sal realizadas na última década pelo governo brasileiro foram fundamentais para o crescimento total da produção de petróleo *offshore* no Brasil. Se essas ações não tivessem sido tomadas, a produção total de petróleo *offshore* no país estaria seguindo a curva decrescente da produção de petróleo *offshore* proveniente da camada pós-sal, conforme ilustrado na Figura 2.

Após a descoberta do pré-sal em 2006, o governo brasileiro criou um grupo de trabalho para estudar a melhor maneira de explorar esses enormes recursos. Em 2010, foram implementadas mudanças drásticas, incluindo um regime de partilha que estabelecia a Petrobras como única operadora da camada pré-sal. Não houve rodadas de licitações de blocos *offshore* de 2008 a 2013, principalmente devido a estudos prolongados. Essa inatividade, combinada com o declínio do preço do petróleo e a obrigatoriedade da Petrobras ser a única operadora impactou negativamente a indústria, conforme mostrado na Figura 3.



Figura 3 – Poços exploratórios concluídos por ano (2004-2017) [4]

As atividades de perfuração quase triplicaram durante o período de 2004 a 2011. Já em 2017, apenas seis poços exploratórios foram concluídos. Essa redução nas atividades de exploração *offshore* e a estagnação da economia brasileira fizeram com que o governo brasileiro identificasse a necessidade de implementar reformas. A partir de meados de 2016, surgiram novas políticas e regulamentos destinados a atrair investimentos nacionais e estrangeiros. Essas reformas impactarão de forma significativa em toda a cadeia do setor brasileiro de petróleo e gás, com a entrada de novos operadores no mercado, que impulsionarão o desenvolvimento de novos campos do pré-sal nos próximos anos.

Para a exploração das reservas do pré-sal em águas ultraprofundas, um dos principais desafios é elevar a produção de petróleo e gás do poço até a UEP. Nesse cenário, os dutos flexíveis têm desempenhado um papel importante. Esse tipo de duto tem um comportamento complacente à unidade flutuante que se move devido à ação de correntes marinhas, ventos e ondas. O uso do duto flexível oferece diversas vantagens, tais como: facilidade de armazenamento de grandes comprimentos em carretéis ou bobinas, facilidade de lançamento e baixo custo de instalação quando comparado com duto rígido. Além disso, os dutos flexíveis podem ser instalados de forma rápida. A utilização desses dutos possibilita a antecipação da produção, pois eles podem ser conectados ao poço antes da chegada da UEP, trazendo neste caso retornos financeiros significativos às operadoras.

A Petrobras, que é a maior produtora de petróleo e gás em atividade no Brasil, conforme apresentado na Figura 4, utiliza frequentemente esse tipo de estrutura. O uso extensivo de *risers* flexíveis no Brasil ao longo dos anos gerou uma cadeia de abastecimento local bem estabelecida e prestadores de serviço qualificados. Em 2016, mais de 12.000 km de dutos flexíveis se encontravam em operação no Brasil [5]. O uso de dutos flexíveis, particularmente com FPSOs, continuará tendo destaque no mercado de *risers*, principalmente no Brasil, conforme a previsão apresentada na Figura 5.

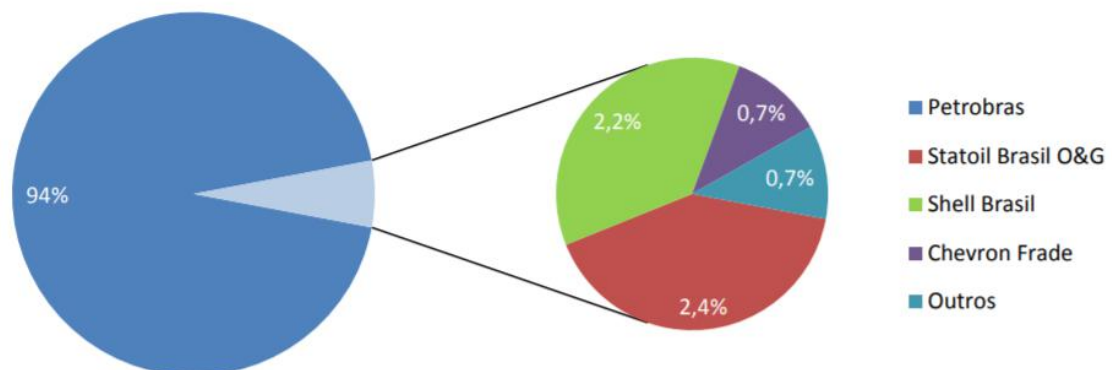


Figura 4 – Distribuição da produção de petróleo por operador no Brasil (Dez-2017) [6]

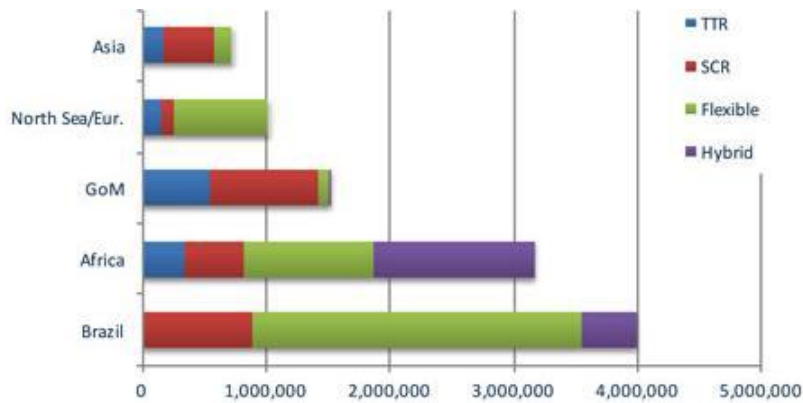


Figura 5 – Comprimento previsto de fornecimento de *riser* (ft) por tipo de duto (2016-2026) [7]

As unidades flutuantes movem-se devido à ação de correntes marinhas, ventos e ondas, gerando flexão indesejável na conexão de topo. Conforme recomendado pela API RP 17B [8], é necessário limitar a curvatura nesta conexão, a fim de evitar a falha do *riser* devido à flexão excessiva ou à fadiga da estrutura (Figura 6). O uso de enrijecedores à flexão ou *bend stiffeners* é importante para limitar a curvatura do duto flexível nesta conexão e proporcionar uma transição gradual de rigidez entre o ponto fixo na plataforma e a linha flexível. O enrijecedor à flexão é projetado para proteger o duto flexível e garantir que o *riser* não atinja um raio de curvatura menor que o mínimo estabelecido em projeto para a estrutura (MBR). O custo da falha do duto pode ser da ordem de milhões de dólares, podendo ainda gerar atrasos na produção e eventuais danos ambientais. Devido à importância desta conexão, esta dissertação apresentará um estudo focado no comportamento do conjunto *riser* flexível - enrijecedor à flexão quando submetido a carregamentos estáticos.

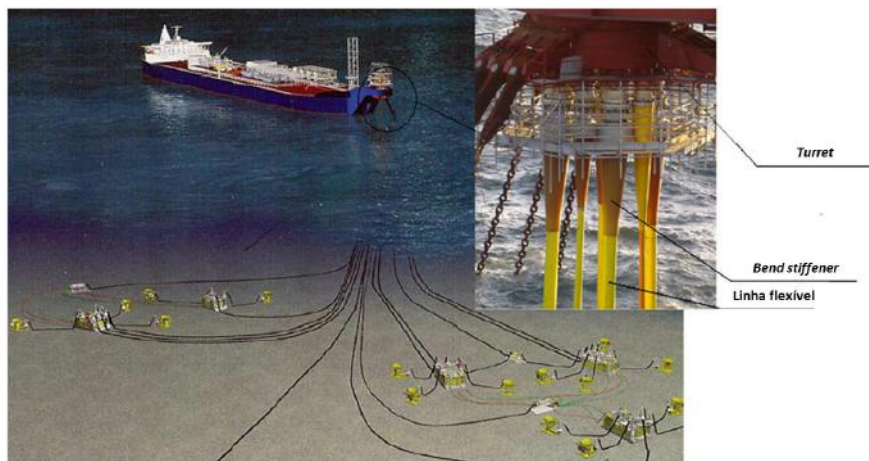


Figura 6 – *Bend Stiffener* posicionado no *turret* de FPSO [9]

O enrijecedor à flexão é dimensionado a partir da tração efetiva (T) do duto flexível na conexão de topo, combinada com a variação angular entre a direção longitudinal do duto e a condição neutra do enrijecedor à flexão (θ_d), conforme ilustrado na Figura 7 [10]. O carregamento (T, θ_d) é obtido através da análise global do *riser*. Essa análise dinâmica é realizada através de *softwares* de elementos finitos que são utilizados para avaliar o comportamento geral do *riser* quando submetido a condições de carregamento estabelecidas em projeto.

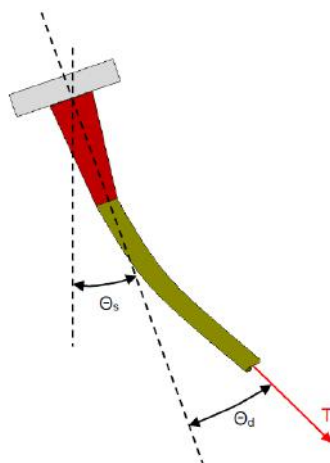


Figura 7 – Esforços atuantes em um enrijecedor à flexão [10]

Normalmente, no projeto de enrijecedor à flexão, é utilizada a condição de engaste do duto flexível e do enrijecedor à flexão na mesma posição. No entanto, neste trabalho, o conjunto formado pelo duto flexível e pelo enrijecedor foi modelado numericamente, considerando a distância entre o conector, extremidade engastada do duto, e o enrijecedor, quando instalados em uma UEP com I-tube e boca de sino (*bell mouth*). Nesta configuração, o ponto de engaste do duto flexível é diferente do ponto de engaste do enrijecedor. A Figura 8 mostra um enrijecedor para I-tube em um PLSV, sendo preparado para instalação em um FPSO, visto ao fundo da imagem. Já a Figura 9 ilustra a configuração final do *bend stiffener*, fixado no *bell mouth*, e do conector de topo, fixado no sistema de suspensão no balcão da plataforma, em uma configuração I-tube.

A configuração com I-tube e boca de sino tem sido frequentemente utilizada em novos projetos. Nesta configuração, o conector de topo, que suporta elevada carga de tração, fica afastado da região em que os esforços de flexão são transmitidos à unidade através do *bend stiffener*. Devido a esse afastamento, observa-se um menor percentual de falhas no duto quando essa solução é utilizada, quando comparada com a configuração em que o conector opera acoplado ao enrijecedor à flexão [11]. Neste trabalho, os conjuntos acoplados e desacoplados serão modelos e as diferenças observadas entre os resultados obtidos serão apresentadas.



Figura 8 – Instalação de enrijecedor à flexão [10]

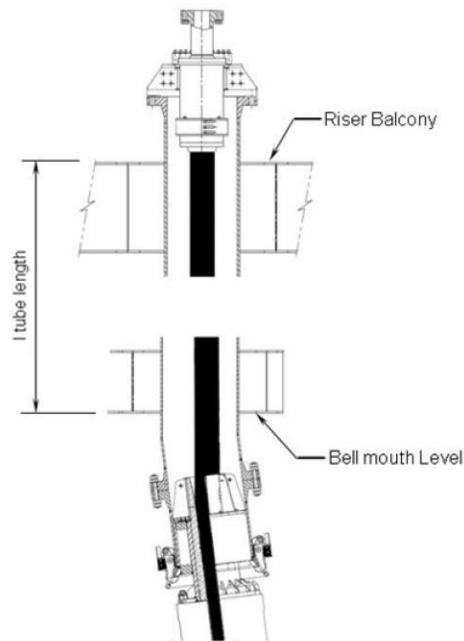


Figura 9 –Enrijecedor à flexão fixado no *bell mouth* [12]

1.2 Objetivo

O objetivo desta dissertação é avaliar o comportamento do *riser* quando ele é submetido a uma determinada carga axial com um ângulo de rotação estabelecido. Neste trabalho, foram desenvolvidos modelos em elementos finitos para verificar as diferenças entre a configuração acoplada tradicional (Figura 10 (a)), que considera o *riser* e o *bend stiffener* engastados na mesma posição, e a configuração I-tube que considera um comprimento significativo de duto flexível acima do *bend stiffener* e posições diferentes de engaste, conforme ilustrado na Figura 10 (b). Além disso, a folga entre o duto e o *bend stiffener*, que normalmente é desconsiderada nas análises, foi avaliada neste trabalho.

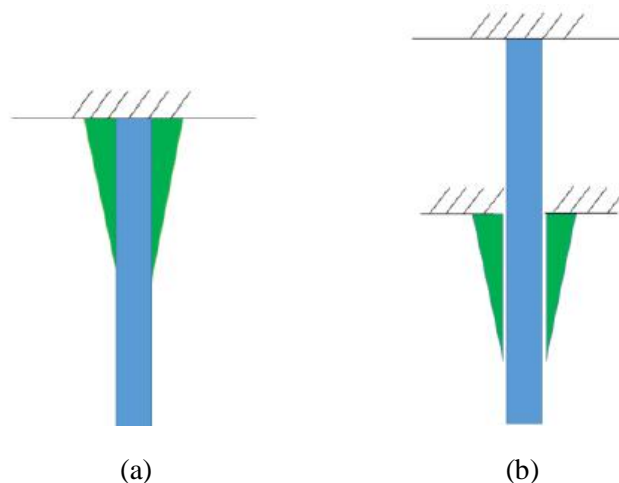


Figura 10 – (a) Esquema da configuração tradicional; (b) Esquema da configuração para I-tube [13]

A modelagem via elementos finitos permite um melhor entendimento do comportamento estrutural do segmento *riser* flexível-enrijecedor. Para realizar as análises

numéricas foi utilizado o *software* ABAQUS®. Nos modelos desenvolvidos, foram modeladas três diferentes folgas e três diferentes comprimentos de duto flexível acima do *bend stiffener*. Por fim, foi realizado também um estudo para avaliar o impacto da rotação do *bend stiffener* na região do *bell mouth*, conforme ilustrado na Figura 9. O material do enrijecedor foi avaliado com três diferentes módulos de elasticidade, considerando o comportamento linear elástico, e também com o comportamento não linear elástico simétrico com base em dados experimentais apresentados por MENICONI e LOPES [14].

1.3 Duto flexível

O duto flexível de camadas não aderidas (ou simplesmente duto flexível) é uma estrutura composta por diversas camadas metálicas e poliméricas, conforme ilustrado na Figura 11. As camadas deste tipo de duto são livres para se moverem entre si, proporcionando à estrutura baixa rigidez à flexão. As principais características das linhas flexíveis são: baixa rigidez à flexão, alta resistência à tração e bom isolamento térmico. A capacidade de complacência com a unidade de produção torna essa estrutura ideal para plataformas flutuantes, devido aos deslocamentos horizontal e vertical. Dutos flexíveis são usados para transportar diversos tipos de fluidos e geralmente são utilizados com pressões elevadas e altas temperaturas.

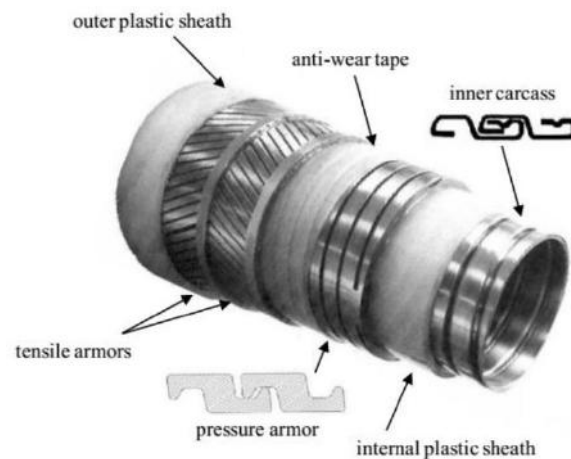


Figura 11 – Típica estrutura de duto flexível [15]

O duto flexível pode ser utilizado de duas formas:

- *Flowline*: trecho horizontal cujo carregamento é preponderantemente estático.
- *Riser*: trecho vertical com comportamento dinâmico que conecta o trecho horizontal à UEP.

Para resistir aos diferentes esforços, o duto flexível é composto normalmente de seis a vinte camadas de diferentes materiais, dispostas concêntrica. Conforme mostrado na Figura 11, a estrutura de um duto flexível geralmente compreende: carcaça interna (*inner carcass*), barreira de pressão ou camada plástica interna (*internal plastic sheath*), armadura de pressão (*pressure armour*), fitas anti-desgaste (*anti-wear tape*), armaduras de tração (*tensile armours*) e camada plástica externa (*outer plastic sheath*). Nesta estrutura multicamada, cada camada possui uma função bem definida conforme descrito a seguir. Mais detalhes podem ser encontrados na API RP 17B [8].

- **Carcaça interna (*inner carcass*)**

A carcaça é a camada mais interna do duto flexível. Esta camada intertravada é projetada para resistir a cargas externas radiais (colapso e pressão hidrostática), e para servir como proteção mecânica para a barreira de pressão contra, por exemplo, a erosão causada pela passagem de partículas sólidas, como areia. A carcaça é comumente fabricada em aço AISI 304, aço AISI 316 ou aço duplex. O fluido transportado é escoado livremente através da carcaça. Por esse motivo, o material desta camada deve ter boa resistência à corrosão.

É válido mencionar também que o duto flexível é classificado como *rough bore* quando a carcaça é a camada mais interna. Quando a barreira de pressão é a camada mais interna (ausência de carcaça), o duto é classificado como *smooth bore*.

A Figura 12 ilustra o processo de fabricação da carcaça e apresenta o perfil intertravado desta camada.

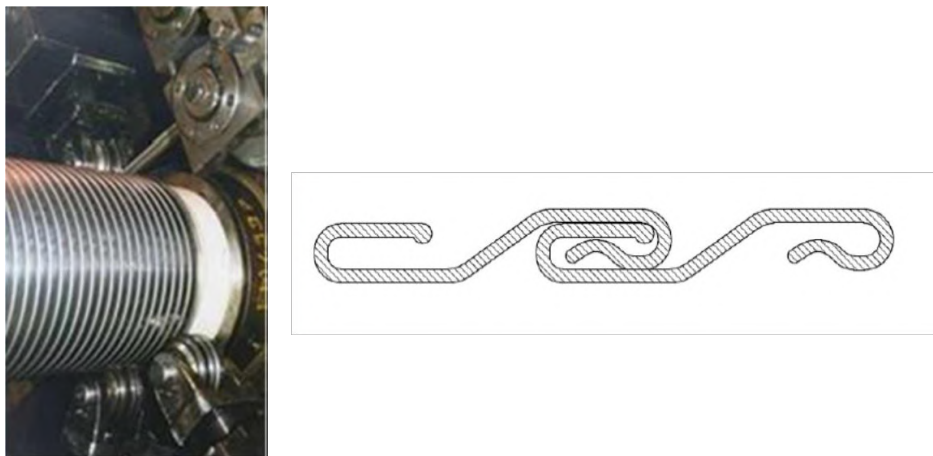


Figura 12 – Processo de fabricação da carcaça [16]; Perfil de carcaça intertravada [17]

- **Camada plástica interna (*internal plastic sheath*)**

Essa camada polimérica, também conhecida como barreira de pressão, normalmente é extrudada sobre a carcaça (estrutura *rough bore*). O design da barreira de pressão depende da compatibilidade química com os fluidos escoados no *bore* (interior do duto), envelhecimento do polímero, cargas e características de permeação. A principal função desta camada é dar estanqueidade ao duto flexível, evitando também que o fluido escoado entre em contato com as demais camadas metálicas no anular do duto, área situada entre a camada plástica externa e a camada plástica interna. As propriedades de temperatura desta camada são muitas vezes uma limitação no *design* do *riser* flexível.

Os materiais listados a seguir são normalmente utilizados na fabricação da barreira de pressão [8]:

- Poliamida (nylon) PA11 ou PA22;
- Polifluoreto de vinilideno (PVDF);
- Polietileno de alta densidade (HDPE);
- Polietileno (PE) ou Polietileno reticulado (XLPE).

- **Armadura de pressão (*pressure armour*)**

Esta camada é formada por um perfil metálico interligado. Há diversos perfis contínuos em espiral, mas o mais utilizado é o perfil zeta ilustrado na Figura 13. A função principal da armadura de pressão é suportar a pressão interna. Essa camada também auxilia a carcaça a resistir a altas pressões externas e cargas acidentais. O material tipicamente utilizado nesta camada é o aço com alto teor de carbono.



Figura 13 – (a) Perfil em Z (zeta); (b) Perfil em C; (c) Perfil em T (teta) [18]

- **Armaduras de tração (*tensile armours*)**

As armaduras de tração são fabricadas a partir de fios metálicos de alta resistência. Essa camada fornece resistência na direção longitudinal e transfere parte da carga longitudinal para uma carga radial equivalente à pressão externa. Esses fios são utilizados sempre em pares no duto flexível, fornecendo assim, equilíbrio à estrutura em relação à torção. A seção transversal desses fios é aproximadamente retangular e o ângulo de assentamento varia entre 20° e 55° em relação ao eixo longitudinal. Essa camada auxilia também na resistência à pressão interna, sendo responsável pela resistência a este carregamento quando a armadura de pressão não é utilizada. Na Figura 14 (a), o processo de armagem é apresentado.

A TechnipFMC está desenvolvendo e qualificando um novo material em compósito para ser utilizado na armadura de tração. A armadura em compósito de fibra de carbono (*Carbon Fiber Armour - CFA*) se destaca pelo reduzido peso e excepcional desempenho em fadiga. O CFA pode ser utilizado como uma alternativa às armaduras de aço para projetar uma estrutura de duto flexível otimizada com vantagens significativas, como redução significativa do peso da estrutura. Essa redução de peso pode possibilitar em determinados casos a instalação do flexível em catenária livre em águas ultraprofundas, sem a necessidade de utilização de flutuadores [19] [20]. A Figura 14 (b) apresenta uma estrutura de duto flexível com dois pares de CFA.



Figura 14 – (a) Processo de armagem [17]; (b) Duto flexível com armadura em fibra de carbono [19]

- **Fita anti-desgaste (*anti-wear tape*)**

O objetivo desta camada é separar as camadas metálicas para minimizar o atrito e melhorar o desempenho em fadiga dos *risers*. Esta camada é geralmente colocada entre a armadura de pressão e a primeira camada de armadura de tração e entre as camadas de armadura de tração.

- **Camada plástica externa (*outer plastic sheath*)**

Também conhecida como capa externa, esta é normalmente a última camada do duto flexível. A função dessa camada é impedir a entrada de água do mar no anular, evitando a corrosão da armadura de tração e da armadura de pressão no ambiente marinho. Essa camada também protege a estrutura durante o manuseio e mantém as armaduras de tração na posição correta após o processo de fabricação. Os seguintes materiais poliméricos costumam ser extrudados sobre as armaduras de tração: Polietileno de alta densidade (HDPE), Poliamida (PA) ou elastômeros termoplásticos (TPE) [8].

- **Outras camadas**

Fitas de alta resistência são usadas para resistir ao deslocamento radial excessivo das armaduras de tração que podem levar à falha por “gaiola de passarinho” (*birdcaging failure*). A Figura 27 apresenta um duto flexível com a fita de alta resistência posicionada sobre as armaduras de tração.



Figura 15 – Duto flexível com fita de alta resistência [16]

Camadas de isolamento são utilizadas para fornecer um isolamento passivo com o objetivo de reduzir a transferência de calor do fluido escoado para o meio externo.

1.4 Descrição dos capítulos

O capítulo 2 apresenta os diferentes tipos de enrijecedor à flexão com seus arranjos típicos e seus componentes. Neste capítulo, aspectos relacionados à fabricação e instalação deste acessório são abordados.

No capítulo 3, os principais trabalhos científicos relacionados à análise de enrijecedores à flexão são apresentados.

O capítulo 4 apresenta características do poliuretano para uma melhor compreensão deste material, comumente utilizado em enrijecedores à flexão. Modelos hiperelásticos e linear elásticos são propostos para o ajuste da curva tensão-deformação

obtida por MENICONI e LOPES [14], a partir de ensaios de tração em amostras extraídas de enrijecedores reais.

No capítulo 5, são apresentados os modelos numéricos em elementos finitos do segmento *riser*-enrijecedor quando submetido a carregamento estático. As diferentes análises em elementos finitos realizadas com o *software* ABAQUS®, considerando diferentes configurações e variando alguns parâmetros, tais como folgas e propriedades do poliuretano, se encontram expostas nesta seção. Ao final deste capítulo, os resultados obtidos são comparados.

No capítulo 6, são apresentadas as conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 ENRIJECEDORES À FLEXÃO

2.1 Classificação

O enrijecedor à flexão, ou *bend stiffener*, é um acessório para dutos flexíveis cuja função é proteger o duto de flexões excessivas. Este acessório é formado por uma seção cônica vazada de material polimérico, geralmente poliuretano (PU), cuja superfície interna desliza sobre o flexível. O corpo do enrijecedor à flexão é responsável por proporcionar uma transição gradual de rigidez ao duto.

Basicamente, existem dois tipos de enrijecedores à flexão, classificados de acordo com a sua posição e função:

- Enrijecedores mínimos ou intermediários;
- Enrijecedores de topo.

Os enrijecedores mínimos ou intermediários são enrijecedores de pequeno porte instalados em conexões intermediárias [18]. Conforme mostrado na Figura 16, este dispositivo é montado no conector intermediário para proteger basicamente o duto flexível durante a instalação, uma vez que a conexão do *riser* intermediário é submetida a baixa flexão durante operação.

A Figura 16 mostra um enrijecedor intermediário formado por um cone polimérico e algumas peças metálicas utilizadas para fixar este dispositivo no conector. O inserto metálico é formado por um corpo cilíndrico, toróide e estojos. Também é possível observar nesta figura um cabo metálico que conecta o colar do anodo às peças metálicas para protegê-las contra a corrosão.

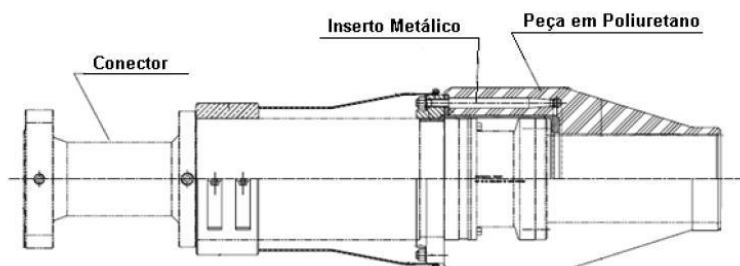


Figura 16 – Enrijecedor interemediário [9]

A Figura 17 apresenta um exemplo de configuração *lazy wave* e destaca uma conexão entre dois conectores intermediários com dois enrijecedores mínimos instalados.

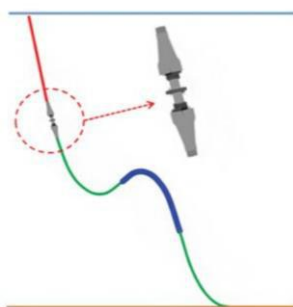


Figura 17 – Conexão intermediária entre tramos em configuração *lazy wave* [21]

Os enrijecedores de topo são acessórios extremamente importantes para a integridade de *risers* flexíveis. O uso deste acessório tem como objetivo restringir curvaturas excessivas na região do topo (interface com a UEP) [22]. A conexão de topo é um ponto crítico devido a elevadas cargas cíclicas geradas por ondas, ventos e correntes. Devido ao comportamento dinâmico da UEP, o *riser* flexível experimenta grandes curvaturas nesta posição. Uma das funções deste dispositivo é melhorar o desempenho em fadiga do duto ao reduzir as variações de curvatura durante a operação.

De forma geral, os enrijecedores de topo podem ser classificados da seguinte forma:

- Enrijecedor de topo tradicional (ou *standard*);
- Enrijecedor de topo com prolongador;
- Enrijecedor de topo para I-tube (também conhecido como enrijecedor para *bell-mouth*).

Os enrijecedores de topo tradicionais são tipicamente usados em plataformas fixas e semi-submersíveis com sistema de suspensão (*hang-off*) convencional (tipo cônico e tipo castelo) [18]. A principal característica deste tipo de enrijecedor se deve ao fato dele ser instalado no conector de topo de maneira acoplada, conforme ilustrado na Figura 18 (a).

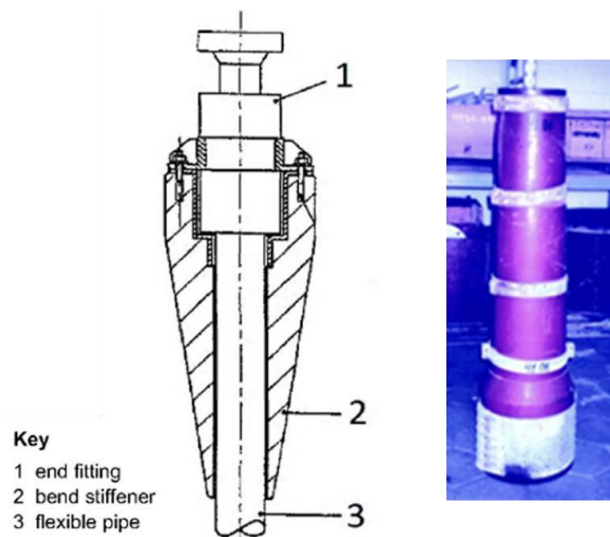


Figura 18 – (a) Enrijecedor de topo tradicional [23]; (b) Enrijecedor de topo tradicional bipartido [18]

Os primeiros enrijecedores de topo tradicionais eram bipartidos e os dois corpos poliméricos bipartidos desse dispositivo eram conectados por tiras metálicas externas, conforme apresentado na Figura 18 (b). A fim de evitar o risco de desprendimento do enrijecedor do conector de topo durante operação, devido a possíveis falhas nas tiras metálicas, o *design* foi modificado para um dispositivo inteiriço. Essa melhoria também teve como objetivo produzir um corpo cônico homogêneo, sem descontinuidades internas. Com essa modificação, se tornou impossível instalar um enrijecedor de topo em um tramo de duto flexível com dois conectores já instalados nas duas extremidades, pois não é possível passar o conector por dentro do enrijecedor (diâmetro externo do conector

> diâmetro interno do enrijecedor). Dessa forma, a passagem do enrijecedor de topo com *design* inteiriço na linha flexível é feita antes da montagem do conector.

A Figura 19 apresenta dois enrijecedores de topo tradicionais, um montado em um conector de topo e apoiado no convés de um navio de instalação, e outro fixado também em conector de topo instalado em um sistema de suspensão convencional na plataforma.

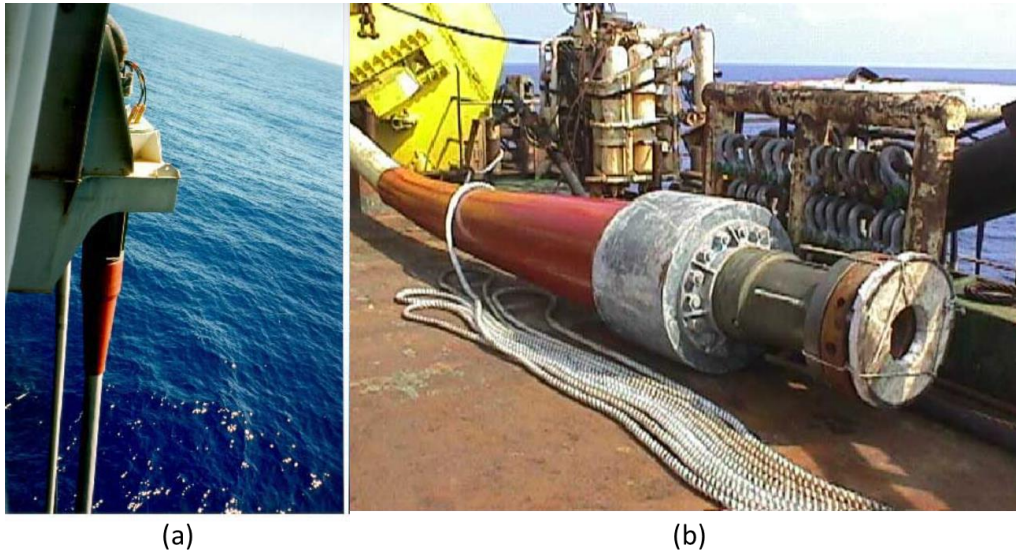


Figura 19 – Fotos de enrijecedores à flexão tradicionais [18]

O enrijecedor de topo com prolongador também é utilizado em plataformas fixas e semi-submersíveis. Esse enrijecedor à flexão, diferentemente do enrijecedor *standard*, não é instalado acoplado ao conector, mas, sim, em uma peça prolongadora metálica, conhecida como prolongador. Conforme ilustrado na Figura 20, o conector fica posicionado dentro do prolongador. A principal função desta peça é evitar que os esforços sejam transferidos do *bend stiffener* ao conector.

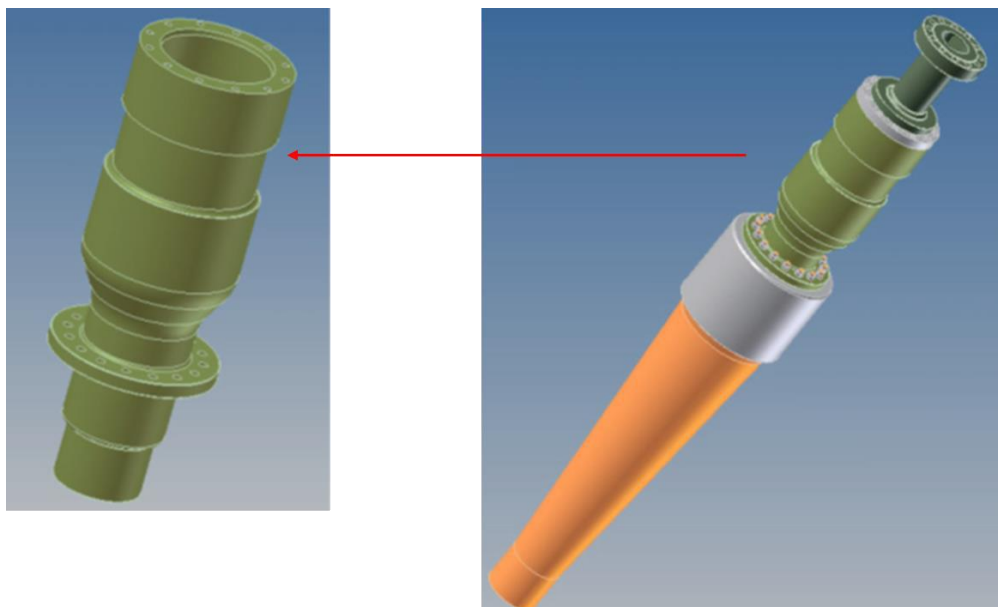


Figura 20 –Enrijecedor à flexão com prolongador [24]

Os enrijecedores à flexão para I-tube são projetados para serem instalados em FPSOs e semissubmersíveis que possuem o sistema I-tube com conexão boca de sino (*bell mouth*), conforme ilustrado na Figura 21. Enquanto os conectores são instalados no balcão de *risers* (*risers balcony*) da unidade, os enrijecedores são fixados na boca de sino (*bell mouth*), em uma posição inferior. Esse sistema tem como principal característica o afastamento do *bend stiffener* do conector. Nessa configuração, o ponto com a maior tração da linha, conector de topo, fica afastado do ponto em que o *bend stiffener* transfere os momentos fletores à UEP, sendo assim, uma condição menos severa ao *riser* flexível.

A partir da Figura 21 e da Figura 24, é possível compreender as etapas de instalação deste acessório. A Figura 21 mostra o cabo de puxada conectado à cabeça de tração que se encontra fixada no flange do conector de topo por meio de estojos e porcas. O colar de *pull-in*, que é responsável por suportar o peso do enrijecedor à flexão e auxiliar na etapa de travamento do enrijecedor na boca de sino, está fixado na capa do conector, enquanto que os cabos fusíveis deste colar estão conectados no enrijecedor de topo. Durante a instalação do duto flexível, o cabo de puxada é recolhido por dentro do I-tube até a fixação do enrijecedor na boca de sino. Após o travamento do enrijecedor por meio de travas mecânicas (*dogs*), o cabo de puxada continua sendo tracionado, provocando a ruptura dos cabos fusíveis por sobrecarga. Em seguida, o *riser* é puxado livremente através do I-tube até chegar ao balcão superior na unidade, onde o conector de topo é fixado no sistema de suspensão (*hang-off*).

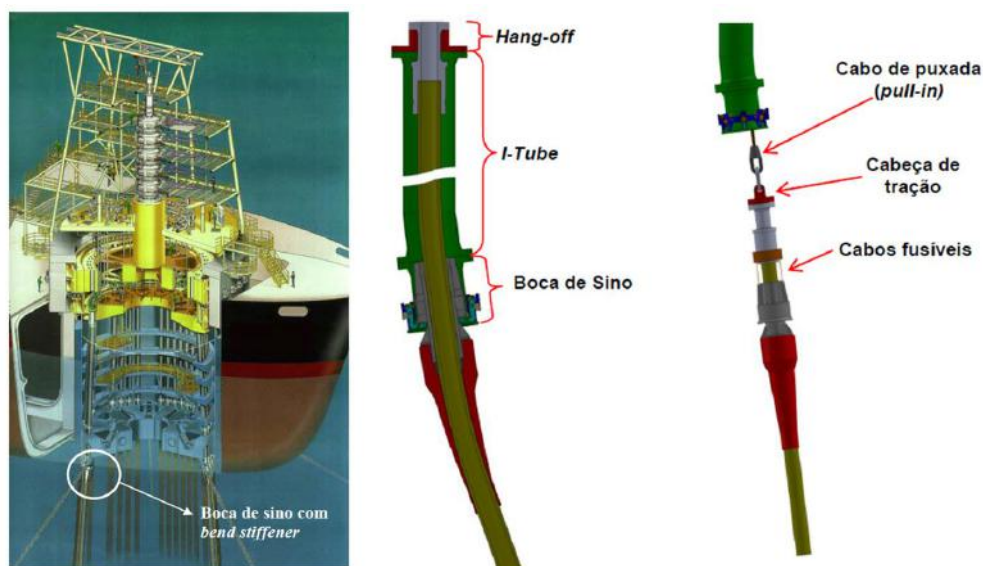


Figura 21 – Enrijecedor de topo para I-tube [10] [18]

O enrijecedor de topo para I-tube foi projetado originalmente para ser instalado dentro da boca do sino. O componente cilíndrico metálico mostrado na Figura 22, conhecido como capacete, foi desenvolvido para possibilitar um encaixe perfeito do enrijecedor de topo na boca de sino (*bell mouth*). Como o corpo polimérico do enrijecedor fica embutido por essa peça metálica, conhecida como capacete (*cap*), esse acessório passou a ser comumente chamado de enrijecedor embutido. Nesta figura é possível observar também o *liner* polimérico (item 5) utilizado na parte interna da estrutura

metálica para evitar o desgaste da camada externa do flexível com o corpo metálico interno do *bend stiffener*. No entanto, com cargas de projeto cada vez mais elevadas, as dimensões dos enrijecedores aumentaram significativamente, impossibilitando muitas vezes a utilização desse *design*. Por esse motivo, desenvolveu-se o suporte metálico ilustrado com a cor azul na Figura 23 (b).

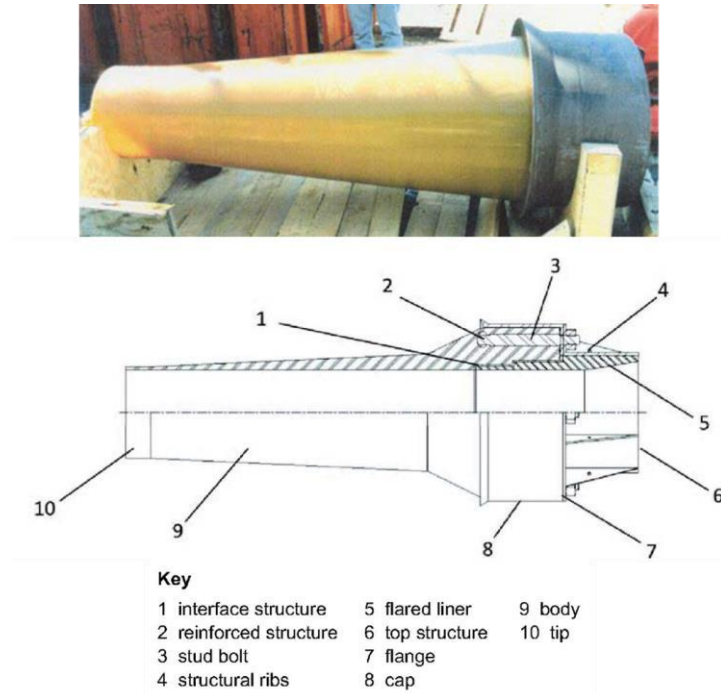


Figura 22 – Foto e seção transversal de enrijecedor para I-tube [18] [25]

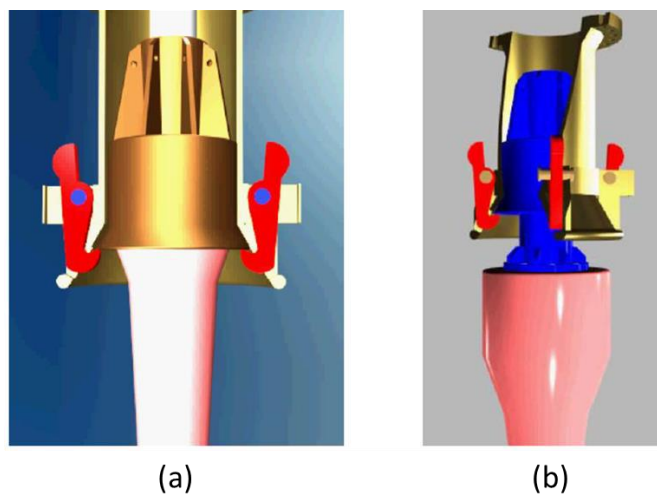


Figura 23 – (a) Enrijecedor à flexão embutido; (b) Enrijecedor à flexão com suporte metálico [26]

A Figura 24 mostra o conector de topo na sua posição final, suportado pelo sistema de suspensão (*hang off*). Também é possível observar o colar de *pull-in* com os cabos fusíveis rompidos após a fixação do enrijecedor de topo na boca de sino. Nota-se que o enrijecedor fica instalado em uma posição afastada do conector nesta configuração. A distância entre os dois acessórios foi considerada em modelos numéricos que serão apresentados nesta dissertação. A folga entre o *riser* e *bend stiffener* também foi avaliada neste trabalho.

Ao final da dissertação, um estudo complementar foi realizado para avaliar o impacto da rotação do *bend stiffener* na região do *bell mouth*, como pode ser visto na Figura 24. É válido mencionar que a estrutura prolongadora ilustrada em azul na Figura 23 (b) possui um *liner* polimérico no seu interior que tem a função de reduzir o desgaste da capa externa do duto flexível nessa região [27].

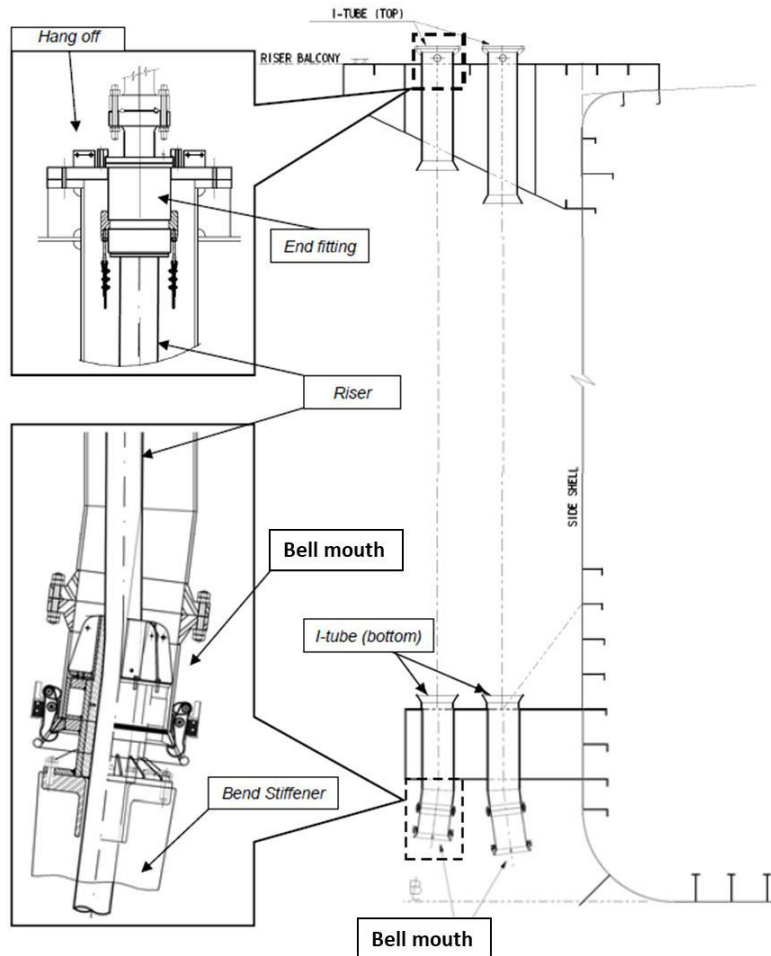


Figura 24 – Configuração de sistema I-tube [11]

2.2 Processo de fabricação

De acordo com a norma API 17L2 [23], a fabricação de enrijecedores à flexão normalmente envolve as seguintes etapas:

- i. Fabricação de molde;
- ii. Fabricação de estrutura de interface;
- iii. Montagem do molde e estrutura de interface;
- iv. Aquecimento do molde;
- v. Injeção de material polimérico no molde;
- vi. Desmoldagem e acabamento.

A fabricação de um molde de injeção envolve o encaixe de uma tubulação central dentro do molde cônico, formando assim uma cavidade com diâmetro interno compatível com o diâmetro externo do duto flexível que será utilizado (Figura 25). Pode-se notar que a injeção é realizada pela base da unidade por meio de furos no inserto metálico (*integral structure*).

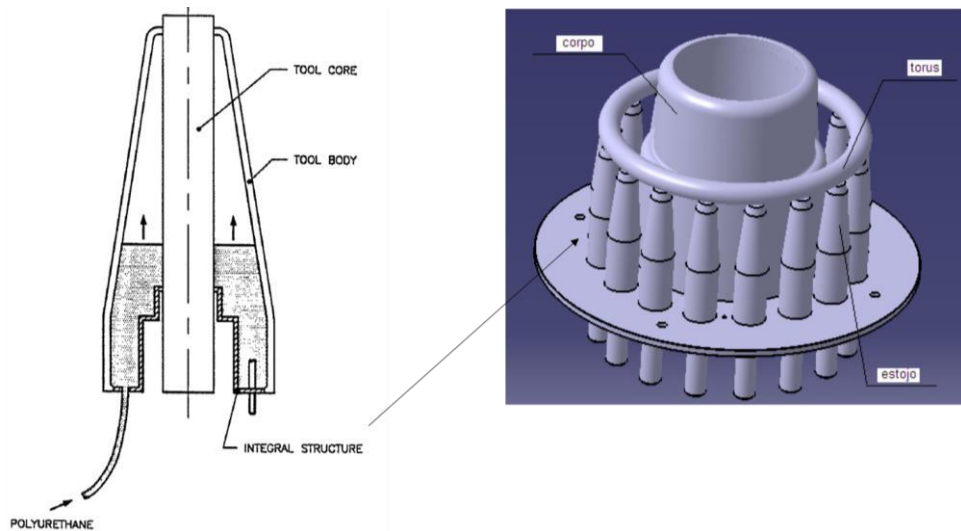


Figura 25 – Molde do *bend stiffener* e detalhes do inserto metálico [28] [9]

Esta estrutura metálica geralmente é fabricada soldando uma série de subcomponentes, conforme ilustrado na Figura 25. As partes da estrutura metálica que devem permanecer aderidas ao corpo polimérico do enrijecedor à flexão são revestidas com uma solução adesiva apropriada. Todas as outras superfícies dentro do molde são tratadas com um agente desmoldante antes da montagem e injeção para evitar adesão indesejada. De acordo com a API 17L2 [23], o processo de fabricação deve ser bem controlado para evitar defeitos indesejados no produto.

Antes do enchimento, o molde é aquecido a uma temperatura apropriada. O poliuretano é então introduzido através de pontos de injeção no inserto. O material sobe, preenchendo o molde e deslocando o ar da cavidade para fora do molde, através de pontos de saída de ar, geralmente localizados na parte mais elevada do molde. Quando a operação de injeção é finalizada, o processo de cura do material continua até sua solidificação. Após essa etapa, o componente é finalmente desmoldado e submetido à inspeção detalhada.

O suporte metálico ilustrado na Figura 23 é fabricado de maneira independente e merece atenção especial, pois é uma peça que tem interface com a boca de sino (*bell mouth*) da plataforma. Por esse motivo, as tolerâncias precisam ser respeitadas e a peça deve ser cuidadosamente inspecionada antes de ser liberada para a instalação, conforme apresentado na Figura 26.



Figura 26 – Inspeção do suporte metálico após a fabricação [29]

CAPÍTULO 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os principais trabalhos que apresentaram análises estruturais e características de projeto de enrijecedores à flexão estão descritos a seguir.

BOEF e OUT [30] (1990) desenvolveram um modelo analítico para o projeto e análise de enrijecedores baseado na teoria de vigas esbeltas sujeitas à flexão pura, grandes deflexões e pequenas deformações. Neste modelo, a seção transversal varia ao longo do comprimento da viga devido ao formato cônico do *bend stiffener*, conforme ilustrado na Figura 27. Eles compararam os resultados desse modelo analítico com resultados obtidos em uma análise com um modelo em elementos finitos que considerava também a não-linearidade do material. Ao final, verificaram que o enrijecedor é eficaz para diminuir as curvaturas na conexão de topo e concluíram que o modelo analítico proposto é satisfatório para o projeto preliminar do acessório. Para verificação final do projeto, recomendaram a realização de análises em elementos finitos.

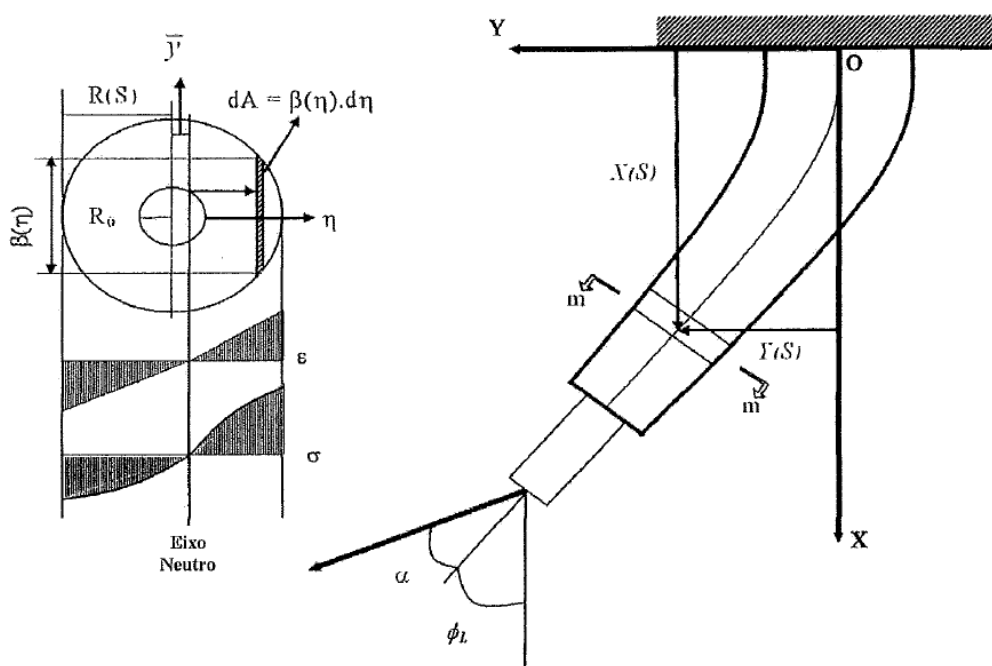


Figura 27 - Esquema do duto flexível-enrijecedor como um modelo de viga [31]

LANE et al. [28] (1995) realizaram uma revisão do estado da arte dos materiais e processo de fabricação dos enrijecedores à flexão. Desenvolveram também um *software* específico para o cálculo de enrijecedores à flexão (Stiffener®), que utiliza um modelo simplificado em três dimensões. O Stiffener® é um programa iterativo de enrijecedor, baseado em um modelo de flexão de viga equivalente. O programa projeta um enrijecedor para um material, carregamento e critérios especificados pelo usuário, através de um eficiente 'loop' de iteração. Os autores compararam seus resultados com dois outros modelos unidimensional e tridimensional, desenvolvidos no *software* comercial ABAQUS®. Eles observaram excelentes correlações entre os modelos, validando assim, o *software*.

MENICONI e LOPES [14] (2001) analisaram experimentalmente as propriedades de amostras de poliuretano retiradas de um enrijecedor que falhou por fadiga após 6 meses de operação no campo de Marlim em 1998 na monobóia IMODCO-III. Foram feitos corpos de prova para ensaios com carregamento monotônico em tração e compressão, mostrando comportamento assimétrico, ou seja, respostas diferentes para o teste de tração e compressão, e ensaios com carregamento cíclico, obtendo curvas de histerese com mudanças de área e inclinação. Além disso, a curva de fadiga ϵ -N foi levantada para corpos de prova com uma furação que representava a região do toróide em um enrijecedor real, visto que havia sido verificado que as falhas por fadiga dos enrijecedores em campo foi iniciada na região de interface entre as partes metálica e polimérica. Após a realização desses ensaios, verificou-se que a rugosidade das perfurações executadas nos corpos de prova alterava significativamente os resultados do teste. Os autores realizaram uma análise em elementos finitos, modelando o material do enrijecedor como sendo linear elástico, já que a ordem de deformações é esperada ser muito pequena durante a operação. O objetivo era encontrar a relação entre uma dada deformação no enrijecedor e a deformação no ponto de interesse, onde a trinca de fadiga se iniciou.

VAZ e LEMOS [32] (2004) apresentaram uma formulação matemática e uma solução numérica para o caso em que se considera a resposta do poliuretano com comportamento não linear elástico assimétrico. Os autores usaram em sua formulação equações diferenciais resultantes da compatibilidade geométrica, equilíbrio de forças e momentos e das relações constitutivas do material que podem ser linear elástica simétrica ou não linear elástica assimétrica. Ao final, os resultados das duas relações constitutivas foram comparados e concluíram que uma análise precisa de *bend stiffeners* depende da correta caracterização das propriedades do material.

KIEPPER [31] (2004) apresentou uma análise do conjunto linha flexível e enrijecedor pelo método dos elementos finitos a partir do *software* comercial ABAQUS®. O autor comparou os resultados obtidos com os resultados de um programa numérico produzido pela COPPE/Petrobras, obtendo valores muito próximos de deslocamento da linha de centro, ângulo, e variação de curvatura. O autor também realizou um estudo de caso onde é inserido um toróide no corpo do enrijecedor e observou uma concentração de tensões na região próxima da cavidade. Além disso, foi desenvolvido um outro modelo com a luva (*sleeve*) e verificou-se uma concentração de tensões na região do início do cone, próximo da luva. Houve conseqüentemente um aumento da rigidez na região cilíndrica do enrijecedor, não ocorrendo deformação radial nesta região.

LEMOS [18] (2005) apresentou uma metodologia de análise de fadiga de *risers* flexíveis conectados a unidades flutuantes do tipo FPSO e apontou o efeito da distribuição de curvaturas na conexão com a unidade flutuante como essencial em tal avaliação. Ele considerou o efeito da distribuição de curvaturas do enrijecedor com material linear elástico, não linear elástico assimétrico, cujo comportamento em tração é diferente daquele em compressão, e viscoelástico. Neste trabalho, o autor implementou a formulação de BOEF e OUT [30] para a análise de *bend stiffeners* com o auxílio do programa MatLab® ampliando-a para materiais não lineares assimétricos e materiais viscoelásticos. O autor verificou que o ponto de maior curvatura varia de acordo com o

carregamento aplicado, sendo que não necessariamente o ponto de maior deformação coincide com o de maior curvatura, e que o maior momento fletor, entretanto, está sempre no engaste.

CAIRE [33] (2005) desenvolveu modelos de viga para representar o sistema linha flexível/enrijecedor com comportamento do poliuretano linear elástico, não linear elástico assimétrico e viscoelástico, ou seja, dependente do tempo. Além disso, um modelo para grandes áreas de contato foi desenvolvido permitindo estimar as pressões de contato ao longo do comprimento do enrijecedor. Foram realizados testes de fluência para obtenção das propriedades viscoelásticas do material, ajustando os dados experimentais por série de Prony. Concluíram que o efeito viscoelástico pode acarretar um aumento na curvatura em até 20% para alguns casos analisados, devendo ser considerado quando se deseja uma análise com resposta mais próxima da real.

DEMANZE et al. [34] (2005), da empresa Technip (atualmente TechnipFMC), apresentaram um estudo amplo da fadiga do poliuretano e criaram uma metodologia para análise da vida em fadiga do poliuretano usado em enrijecedores à flexão através da mecânica da fratura. Avaliaram as deformações em zonas críticas, realizando cálculos analíticos e calibrações por elementos finitos. Por último, mostraram a metodologia para cálculo da vida em fadiga das regiões críticas e o método de calibração da metodologia em função de resultados de ensaios de resistência à fadiga de enrijecedores à flexão em escala real e escala reduzida. Os autores apresentaram os resultados de ensaios de resistência à fadiga realizados em dezenove enrijecedores à flexão com geometrias diferentes. Seis apresentaram falha na parte polimérica. Destes, três falharam na área de máxima deformação, dois na área final do corpo do inserto e um na área do toróide metálico. A metodologia criada previu a falha de todos os seis enrijecedores que falharam. No entanto, previu também a falha de outros seis enrijecedores que não falharam nos ensaios de resistência à fadiga.

CAIRE e VAZ [35] (2007) levaram em consideração a não linearidade da linha flexível, pois a rigidez à flexão é reduzida após a curvatura crítica. Os autores consideraram este comportamento e analisaram conjuntamente com o *bend stiffener*, considerando o material como linear elástico e não linear elástico e apresentaram um modelo analítico-numérico. Os estudos de casos foram avaliados com carregamentos estáticos. Desenvolveram um modelo em elementos finitos, considerando folga entre a linha flexível e *bend stiffener* de 5 e 20 mm, para validar os resultados da formulação analítica. Os autores concluíram que tanto a folga entre duto e enrijecedor quanto o comportamento bilinear da rigidez à flexão do duto não influenciam expressivamente a distribuição da curvatura em carregamentos extremos.

SOUZA [36] (2008) apresentou um estudo paramétrico de análise estrutural de *bend stiffener* e considerou neste trabalho uma geometria mais complexa, de acordo com a realidade. Foi desenvolvido um código computacional para solução numérica da equação diferencial não linear de segunda ordem do comportamento do *bend stiffener*. Os autores compararam os resultados obtidos com resultados de BOEF e OUT [30] e CAIRE [33], validando o código computacional. Compararam as análises paramétricas das

dimensões do *bend stiffener* com cargas extremas, verificando em alguns casos até 30% de variação de curvatura.

LEITE [22] (2010) desenvolveu um trabalho com objetivo de estudar falhas em enrijecedores à flexão com concentradores de tensões, considerando a não linearidade na relação constitutiva do material. Foram realizados ensaios experimentais com corpos de prova retirados de enrijecedores reais. Os ensaios de tração foram executados até a ruptura em seis corpos de provas, sendo dois sem entalhe, dois com entalhe de 1 mm e dois com entalhe de 2 mm. O ensaio com o corpo de prova sem entalhe foi utilizado para fazer o ajuste da curva no *software* ABAQUS® em diferentes modelos hiperelásticos. Verificou-se que o melhor ajuste para este modelo hiperelástico foi o Polinomial de ordem 2. Como tensão máxima admissível em um enrijecedor com uma trinca, utilizou-se a média da tensão de ruptura nos quatro corpos de prova com entalhe. Fez-se então as análises do enrijecedor em elementos finitos, no *software* ABAQUS®, com o objetivo de saber a carga máxima admissível no enrijecedor. Na análise com o enrijecedor sem concentrador de tensões, a tensão máxima proposta não foi atingida. Foram realizadas depois análises com trinca em 3 diferentes posições no enrijecedor variando também o tamanho da trinca e o sentido da trinca. Observou-se que quanto mais próximo a trinca estiver da parte cônica com menor espessura, próxima da ponta do enrijecedor (*tip*), menor será a sua carga admissível.

SANTOS [9] (2014) apresentou um novo modelo de análise de falha em estruturas metal-polímero que leva em consideração a falha na região de interface metal-polímero em decorrência de desgaste por deslizamento, quando existe movimento relativo entre as superfícies. O modelo proposto permite fazer a previsão da taxa de desgaste de polímeros por deslizamento em função do ângulo da aspereza da superfície metálica, em situações onde a falha é gerada por fadiga de alto ciclo.

TORRES [37] (2014) desenvolveu diferentes sub-rotinas em Fortran através da metodologia UMAT do *software* comercial ABAQUS® para calcular a resposta mecânica de enrijecedores à flexão, considerando o material isotrópico, homogêneo e simétrico do tipo elástico, viscoelástico linear e não linear. Estudos de caso foram realizados para diferentes cargas estáticas e o enrijecedor foi modelado em uma dimensão e três dimensões (elementos sólido C3D8). O autor observou que a configuração deformada não sofreu mudanças significativas entre os modelos de viga e sólido para um mesmo material. Verificou-se também que é importante considerar a dependência do tempo no material viscoelástico, visto que pode-se observar relaxação do material e um aumento da curvatura no engaste.

TANG et al. [38] (2015) apresentaram um modelo analítico considerando as não-linearidades do material e geométrica do enrijecedor à flexão. Este modelo foi desenvolvido para calcular a curvatura do *riser* flexível. Análises de sensibilidade foram realizadas com cinco parâmetros do enrijecedor, em seguida o diâmetro externo máximo e o comprimento do cone do *bend stiffener* foram selecionados como variáveis de projeto. A resistência à fadiga e o peso de acessório foram definidos como funções objetivas, enquanto que a restrição considerada foi a máxima curvatura permitida para *riser* flexível.

Neste trabalho, um modelo de otimização multiobjetivo do enrijecedor foi desenvolvido e resolvido, e a fronteira de Pareto da otimização multiobjectivo foi avaliada. Além disso, a precisão e a eficiência de três algoritmos de otimização diferentes foram comparadas. O método de otimização proposto neste estudo fornece uma nova teoria e uma ferramenta eficaz para projetar o enrijecedor à flexão.

REIS [10] (2015) realizou um estudo focado na compreensão do comportamento mecânico do poliuretano. O autor apresentou um modelo visco-hiperelástico e de efeito Mullins para predição do estado de tensão-deformação do elastômero sob carregamentos cíclicos em diferentes níveis de deformação e taxas de carregamento. O poliuretano apresenta comportamento mecânico viscoelástico, sujeito à perda de rigidez e deformações residuais sob solicitações cíclicas pelo efeito Mullins. O modelo desenvolvido apresentou resultado satisfatório, após ser aplicado com sucesso para diversos poliuretanos. Pode-se destacar também que o modelo desenvolvido demonstrou a importância de se determinar a natureza da solicitação aplicada ao material, pois sua resposta se mostrou bastante distinta, quando controlada por tensão ou por deformação.

ELOSTA et al. [13] (2017) apresentaram um modelo *pipe-in-pipe* (PIP) diferente da abordagem tradicional da indústria que é modelar o enrijecedor à flexão como um acessório solidário ao tubo flexível, considerando os dois corpos engastados no início da base do enrijecedor (região com maior diâmetro externo). Os autores consideraram a folga entre o duto e o *bend stiffener*, e o deslizamento do duto na superfície interna do enrijecedor. Eles verificaram que o modelo PIP melhora a avaliação da vida dos dutos flexíveis na região do *bend stiffener*, uma vez que as curvaturas resultantes são menores que as extraídas do modelo tradicional. Essa abordagem fornece resultados de fadiga mais precisos, removendo conservadorismo e maximizando a extensão de vida do produto. O modelo PIP foi analisado pelo Método de Elementos Finitos (FEM) através do *software* ABAQUS® e depois, foi comparado com os resultados da análise dinâmica global realizada com os *softwares* DeepLines® e Orcaflex®. A consistência dos resultados obtidos nas simulações validou a metodologia.

CAPÍTULO 4 POLIURETANO

4.1 Considerações iniciais

O poliuretano, da mesma forma que outros elastômeros, possui a propriedade de hiperelasticidade. Essa propriedade provém da sua estrutura molecular que possui grande mobilidade.

Apesar desse material possuir a capacidade de sofrer grandes deformações elásticas, grande parte das aplicações de *bend stiffener* submete o material a deformações relativamente pequenas. Por esse motivo, uma boa aproximação é dada pela teoria convencional da elasticidade, considerando assim, uma relação linear entre tensão e deformação para pequenas deformações [18]. Na Figura 28, apresentada por BOEF e OUT [30], é possível observar que a aproximação linear elástica para pequenas deformações na curva de tensão x deformação do poliuretano apresentada por ele é satisfatória. No entanto, para grandes deformações é necessário considerar o comportamento hiperelástico do material para uma avaliação correta.

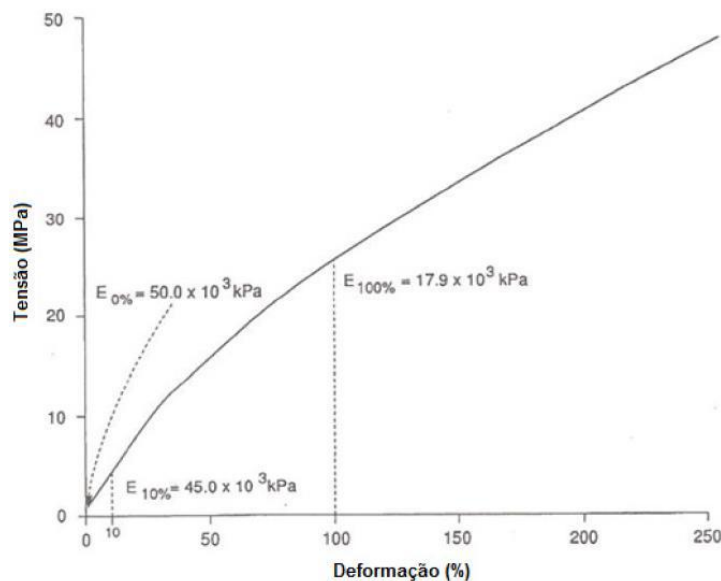


Figura 28 - Curva tensão-deformação do poliuretano – BOEF e OUT [30]

Neste trabalho, foram realizadas análises, considerando o material com comportamento linear elástico e hiperelástico. É importante enfatizar que as propriedades mecânicas dos elastômeros compreendem fenômenos elásticos e de histerese (não reversíveis). No entanto, neste trabalho apenas a parte elástica (efeitos puramente reversíveis) foi considerada.

A curva tensão-deformação utilizada como base para as análises foi obtida a partir do trabalho apresentado por MENICONI e LOPES [14]. Neste trabalho, é possível observar o comportamento não linear elástico assimétrico do poliuretano, ou seja, resposta em tração diferente da resposta de compressão, conforme apresentado na Figura 29.

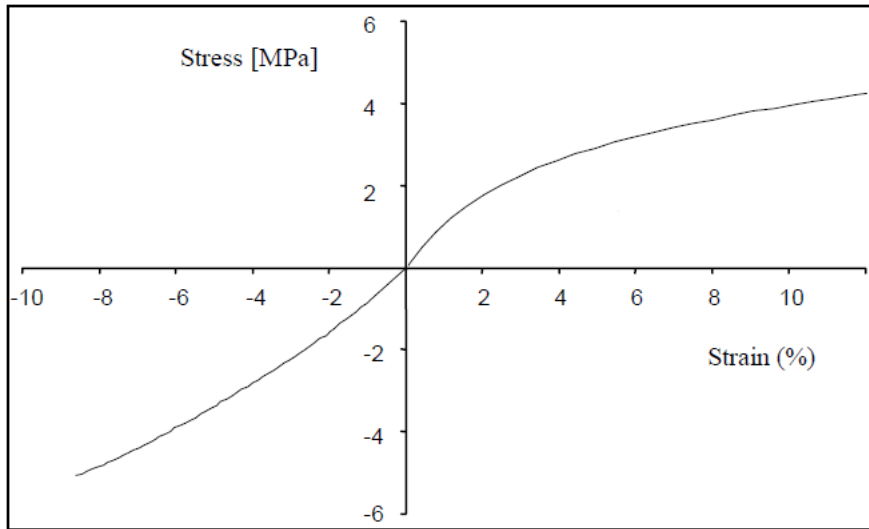


Figura 29 - Curva tensão-deformação do poliuretano – MENICONI e LOPES [14]

De acordo com CAIRE [33], o efeito da não linearidade na resposta do sistema é mais expressivo que o da assimetria. Dessa forma, nas análises não lineares realizadas, o material foi modelado como não linear elástico simétrico e o ajuste da curva apresentada na Figura 29 referente à resposta em tração foi realizado na seção 4.4.1.

4.2 Modelo linear elástico

O comportamento de uma material linear elástico sob um estado de tensões tridimensional pode ser descrito em função do módulo de elasticidade (E) e do coeficiente de Poisson (ν), propriedades do material. As expressões que relacionam tensão e deformação, considerando o comportamento do elastômero linear elástico, podem ser representadas pela lei de Hooke generalizada apresentada na Equação (1) [39].

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{12} \\ \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu}{E} & \frac{-\nu}{E} & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{31} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

O módulo de cisalhamento (G) pode ser obtido através da Equação (2).

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (2)$$

Para a obtenção dessas expressões, é assumido que o material é homogêneo e isotrópico (propriedades iguais em todas as direções).

Para que a Lei de Hooke (Equação (1)) seja válida:

$$E > 0 \quad \text{e} \quad -1 < \nu < \frac{1}{2} \quad (3)$$

É válido mencionar que os materiais com coeficiente de Poisson (ν) negativo são denominados materiais auxéticos. Quando um corpo de prova de material auxético é tracionado na direção longitudinal, ele se expande transversalmente e quando o corpo é comprimido, ele se contrai transversalmente. Esses novos materiais, denominados metamateriais, podem ser utilizados para melhorar propriedades mecânicas [40].

O módulo de compressibilidade (K) pode ser representado da seguinte forma:

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\nu)} \quad (4)$$

A dilatação (Δ), que é definida como a mudança relativa de volume, pode ser aproximada a partir da Equação (5):

$$\Delta \cong \sum_{i=1}^3 \varepsilon_{ii} \quad (5)$$

O coeficiente de Poisson também está relacionado à alteração ou dilatação do volume. Para uma carregamento imposto em um material isotrópico na direção 1 com base na Equação (1), obtém-se:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{11} &= \varepsilon \\ \varepsilon_{22} &= \varepsilon_{33} = -\nu\varepsilon \end{aligned} \quad (6)$$

Substituindo a Equação (6) na Equação (5):

$$\Delta = \varepsilon(1 - 2\nu) \quad (7)$$

Se o coeficiente de Poisson for igual a 0,5 ($\nu = 1/2$), limite superior positivo da Equação (3), a dilatação é igual a zero ($\Delta=0$) e o material é classificado como incompressível. Grande parte dos elastômeros apresentam este tipo de comportamento.

A definição de um material com comportamento linear elástico para um teste de tração uniaxial, considerando um carregamento imposto na direção 1, pode ser expressa da seguinte forma:

$$\varepsilon_{11} = \frac{\sigma_{11}}{E} \quad (8)$$

Dessa forma, a partir da curva tensão-deformação é possível obter o valor do módulo de elasticidade pela inclinação da curva:

$$\tan\alpha = \frac{\sigma_{11}}{\varepsilon_{11}} = E \quad (9)$$

Na aproximação de um material hiperelástico para linear elástico, normalmente é utilizado o módulo de elasticidade secante que representa a inclinação de uma secante

traçada a partir da origem até um dado ponto na curva tensão-deformação. Já o módulo de elasticidade tangente é a inclinação da curva tensão deformação em um nível de tensão específico, utilizado, por exemplo, para comprovar se há não-linearidade no comportamento do material.

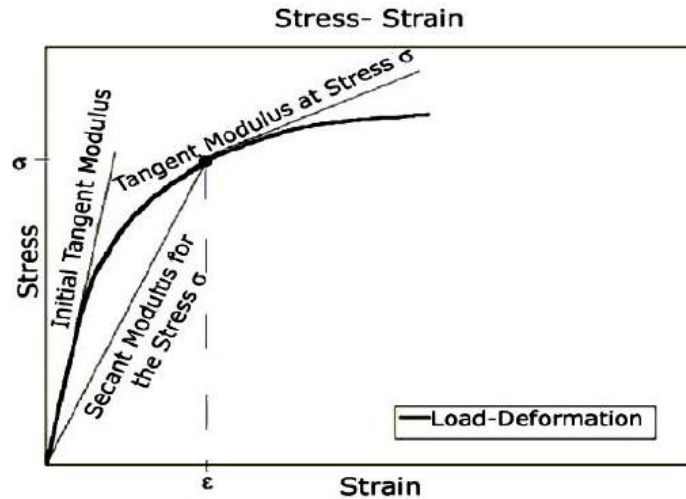


Figura 30 – Módulos de elasticidade secante e tangente [41]

A partir dos dados da curva tensão-deformação indicada na Figura 29, os seguintes módulos de elasticidade secante foram obtidos: $E_{7\%}=52\text{MPa}$, $E_{10\%}=44\text{MPa}$ e $E_{13\%}=39\text{MPa}$.

Nas análises com material linear elástico, foram realizados estudos de sensibilidade com os três diferentes módulos para avaliar o impacto do módulo de elasticidade no comportamento do *riser*.

A Figura 31 mostra a curva tensão-deformação utilizada e os módulos de elasticidade secantes analisados. Os dados experimentais obtidos por MENICONI e LOPES [14] são valores de tensão (t) e deformação (e) de engenharia (nominal). As definições desses parâmetros estão indicadas na Equação (10) [22]:

$$t = \frac{F}{A^0} \tag{10}$$

$$e = \frac{L - L^0}{L^0} = \frac{u}{L^0}$$

onde F é a força aplicada no ensaio de tração uniaxial e A^0 é a área inicial da seção transversal do corpo de prova, enquanto que u é o deslocamento, L^0 é o comprimento inicial e L é o comprimento final.

Para obtenção da deformação real, que é uma medida instantânea de deformação, a Equação (11) deve ser utilizada:

$$\varepsilon = \frac{u}{L} = \int_{L^0}^L \frac{dL}{L} = \ln \frac{L}{L^0} \tag{11}$$

$$\varepsilon = \ln(1 + e)$$

Para trabalhar com alongamentos (λ) ao invés de deslocamentos:

$$\lambda = \frac{L}{L^0} = \frac{u + L^0}{L^0} = 1 + e \quad (12)$$

$$\varepsilon = \ln(\lambda)$$

Para materiais incompressíveis, o volume do corpo de prova é constante, seguindo a relação apresentada na Equação (13):

$$A_0 L_0 = AL \quad (13)$$

Com base nesta relação, é possível obter a relação para a tensão real, que é a chamada tensão de Cauchy, conforme apresentado na Equação (14).

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F A^0}{A^0 A} = \frac{F L}{A^0 L^0} \quad (14)$$

$$\sigma = t(1 + e) = t(\lambda)$$

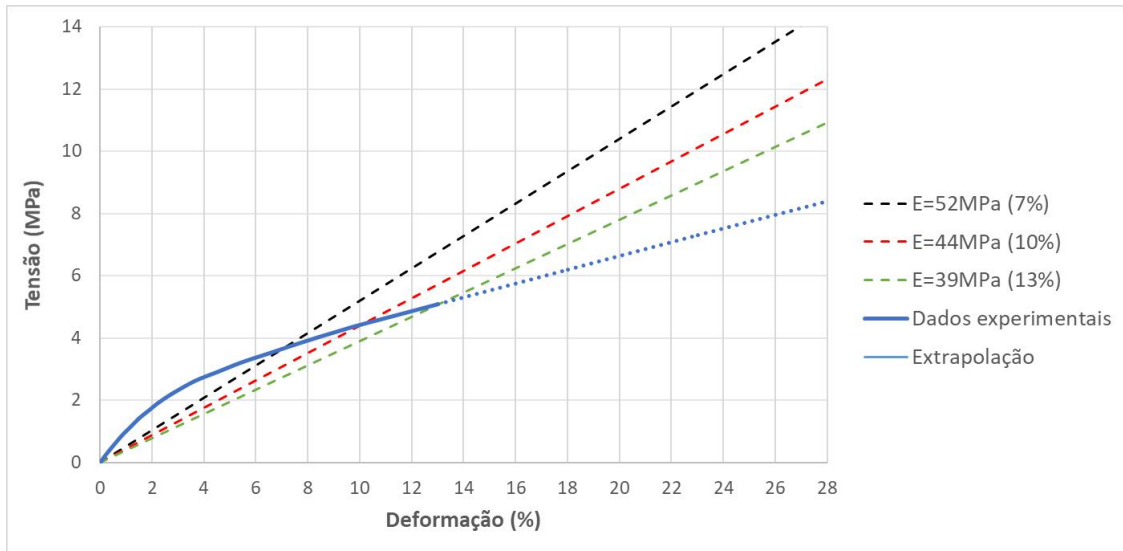


Figura 31 – Módulos de elasticidade secante (E) - Poliuretano

4.3 Modelo não linear elástico

4.3.1 Soluções analíticas para sólidos incompressíveis

A Equação (15) é a forma mais geral de relação constitutiva para um material isotrópico elástico sob grandes deformações. Nesta equação, b_0 , b_1 e b_2 são funções escalares dos invariantes escalares de B , tensor deformação de Cauchy-Green à esquerda [42].

$$\sigma = b_0 I + b_1 B + b_2 B^{-1} \quad (15)$$

Grande parte dos elastômeros pode ser considerada incompressível. Considerando essa propriedade, as equações constitutivas podem ser simplificadas, porém a solução do problema não pode ser obtida apenas em função dos deslocamentos devido ao aparecimento de uma pressão hidrostática p indeterminada [43].

$$\sigma = -pI + b_1B + b_2B^{-1} \quad (16)$$

De acordo com LAI [44], as funções b_i podem ser derivadas de uma função da energia de deformação W dos invariantes I_1 e I_2 do tensor B tal que:

$$\begin{aligned} b_1 &= 2 \frac{\partial W}{\partial I_1} \\ b_2 &= -2 \frac{\partial W}{\partial I_2} \end{aligned} \quad (17)$$

Dessa forma, a Equação (16) pode ser expressa por:

$$\sigma = -pI + 2 \frac{\partial W}{\partial I_1} B - 2 \frac{\partial W}{\partial I_2} B^{-1} \quad (18)$$

Essa equação é uma relação constitutiva para um material sólido hiperelástico isotrópico.

Para determinar a função energia de deformação (W) é necessário realizar ensaios experimentais. Estes ensaios correspondem a uma classe de problemas que possuem solução analítica, pois consistem em problemas submetidos a deformações homogêneas.

O tensor B é facilmente obtido a partir de:

$$B = FF^T \quad (19)$$

onde o tensor F é uma medida primária de deformação, chamada gradiente de deformação, que pode ser expresso em função dos alongamentos nas direções principais (λ_1, λ_2 e λ_3).

$$F = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3 \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$B = \begin{bmatrix} \lambda_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 \end{bmatrix}$$

I_1 e I_2 são o primeiro e segundo invariantes de deformação definidos como:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (21)$$

$$I_2 = \frac{1}{\lambda_1^2} + \frac{1}{\lambda_2^2} + \frac{1}{\lambda_3^2} \quad (22)$$

Devido à condição de incompressibilidade, o alongamento λ_3 pode ser eliminado das equações:

$$\begin{aligned} \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 &= 1 \\ \lambda_3 &= \frac{1}{\lambda_1 \lambda_2} \end{aligned} \quad (23)$$

Para que as condições de equilíbrio sejam satisfeitas, a tensão hidrostática indeterminada p deve ser constante:

$$p = \text{constante} = p_0 \quad (24)$$

Combinando as equações: Equação (18), Equação (20), Equação (21), Equação (22), Equação (23) e Equação (24), o seguinte campo de tensões é obtido:

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= -p_0 + 2\lambda_1^2 \frac{\partial W}{\partial I_1} - \frac{2}{\lambda_1^2} \frac{\partial W}{\partial I_2} \\ \sigma_{22} &= -p_0 + 2\lambda_2^2 \frac{\partial W}{\partial I_1} - \frac{2}{\lambda_2^2} \frac{\partial W}{\partial I_2} \\ \sigma_{33} &= -p_0 + \frac{2}{\lambda_1^2 \lambda_2^2} \frac{\partial W}{\partial I_1} - \lambda_1^2 \lambda_2^2 \frac{\partial W}{\partial I_2} \end{aligned} \quad (25)$$

Considerando o caso de tração uniaxial, representado na Figura 32, as seguintes premissas podem ser adotadas:

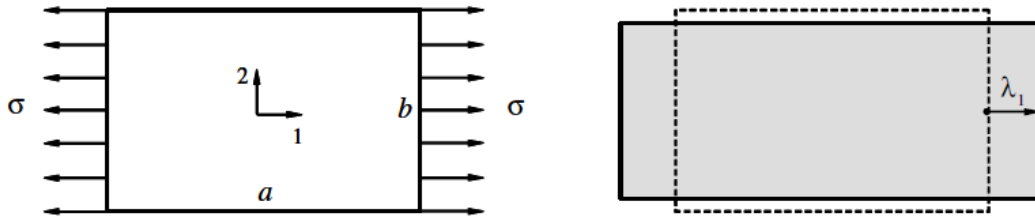


Figura 32 – Extensão axial de uma lâmina incompressível [22]

$$\begin{aligned} \sigma_{22} &= 0 \\ \sigma_{33} &= 0 \end{aligned} \quad (26)$$

O campo de alongamentos é dado por:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \lambda \\ \lambda_2 &= \lambda_3 = \frac{1}{\sqrt{\lambda_1}} = \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \end{aligned} \quad (27)$$

Os seguintes invariantes de deformação para o caso de extensão uniaxial são obtidos:

$$I_1 = \lambda^2 + \frac{2}{\lambda} \quad (28)$$

$$I_2 = 2\lambda + \frac{2}{\lambda^2} \quad (29)$$

A pressão hidrostática é obtida substituindo a Equação (26) e Equação (27) na Equação (25):

$$p_0 = 2 \frac{1}{\lambda} \frac{\partial W}{\partial I_1} - 2\lambda \frac{\partial W}{\partial I_2} \quad (30)$$

A tensão axial pode ser obtida combinando a Equação (27), Equação (30) e Equação (25):

$$\sigma = \sigma_{11} = 2 \left(\lambda^2 - \frac{1}{\lambda} \right) \left(\frac{\partial W}{\partial I_1} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \quad (31)$$

4.4 Modelos hiperelásticos

Há diversos modelos hiperelásticos disponíveis na literatura. Eles podem ser classificados basicamente de duas formas, conforme ilustrado na Figura 33 [22] [42]:

- **Modelos Fenomenológicos:**

Modelos baseados na observação do comportamento do material durante testes experimentais. Esses modelos consideram diversas variáveis durante o processo de deformação. As variáveis envolvidas têm sua importância majorada ou reduzida de acordo com cada modelo. É importante mencionar que esses modelos apresentam uma faixa de aplicação bem definida. Nos modelos fenomenológicos, os elastômeros são assumidos como um material isotrópico. A partir de modelos matemáticos, o comportamento hiperelástico é modelado para a resolução de problemas de análise de tensões e deformações.

- **Modelos Micromecânicos:**

Modelos estatísticos desenvolvidos a partir de informações sobre as ligações químicas do material. Comprimento de cadeias moleculares, número e tipo de ligações químicas são exemplos de dados utilizados na construção destes modelos.

Os elastômeros, quando sofrem grandes deformações elásticas, apresentam um alto grau de não linearidade. Esta característica é definida como hiperelasticidade. Para representar a não linearidade da curva tensão-deformação de materiais elastoméricos é necessária uma grande quantidade de parâmetros.

As equações constitutivas para estes materiais podem ser descritas como função da energia de deformação (W). Esta energia é definida como a energia armazenada no material por unidade de volume. A função energia de deformação pode ser expressa a partir dos invariantes de deformação I_1 e I_2 e I_3 :

$$W = f(I_1, I_2, I_3) \quad (32)$$

Como o material é assumido incompressível, não há variação de volume e I_3 pode ser eliminado da Equação (32). A incompressibilidade total significa que o material não apresenta variação no seu volume quando solicitado por pressão hidrostática e neste caso, o seu coeficiente de Poisson (ν) é igual a 0,5. Dessa forma, para o caso de um material isotrópico e incompressível, a função energia de deformação é função apenas de I_1 e I_2 :

$$W = f(I_1, I_2) \quad (33)$$

I_1 e I_2 são o primeiro e segundo invariantes de deformação definidos na Equação (21) e Equação (22), respectivamente.

Os seguintes modelos matemáticos foram utilizados neste trabalho para o ajuste da curva tensão-deformação do poliuretano: Mooney-Rivlin, Neo-Hookeano, Ogden, Yeoh e Polinomial.

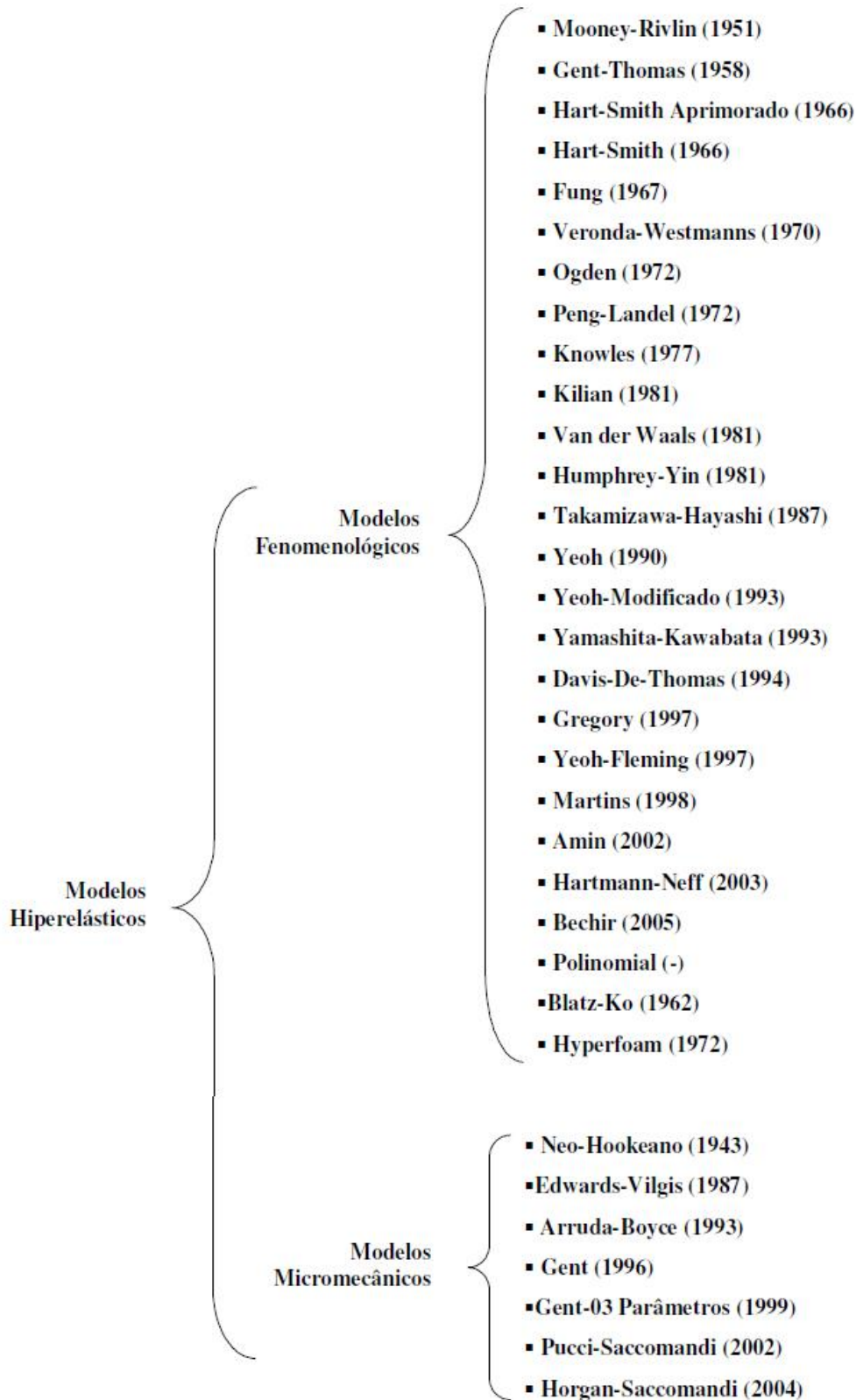


Figura 33 – Exemplos de modelos hiperelásticos [42]

Modelo Mooney-Rivlin

O modelo de Mooney-Rivlin é um dos modelos hiperelásticos mais conhecidos. Existem muitas versões deste modelo, sendo a versão inicial publicada por MOONEY (1940). MOONEY propôs um modelo fenomenológico com dependência linear do primeiro e segundo invariante de deformação, I_1 e I_2 respectivamente. Versões mais gerais da equação básica, baseadas no primeiro e segundo invariantes de deformação foram propostas por RIVLIN e SAUNDERS (1951):

2 termos (equivalente ao modelo polinomial com $N=1$):

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (34)$$

onde C_{10} , C_{01} são coeficientes do material

Modelo Neo-Hookeano

É um caso particular do modelo de Mooney-Rivlin de dois termos. Na realidade, este modelo surgiu antes do trabalho de RIVLIN e SAUNDERS (1951). Por esse motivo, o modelo de Mooney-Rivlin é às vezes referenciado como modelo Neo-Hookeano generalizado. Considerando $C_{01} = 0$, a função energia de deformação fica então baseada no primeiro invariante:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \quad (35)$$

Modelo de Ogden

O modelo hiperelástico de OGDEN (1972) é baseado diretamente nos alongamentos nas direções principais, ao invés dos invariantes de deformação:

$$W = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3) \quad (36)$$

onde μ_n e α_n são constantes, podendo ser positivas ou negativas, inteiras ou não. Neste modelo, a seguinte restrição teórica deve ser respeitada:

$$\mu = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \mu_i \alpha_i \quad (37)$$

A partir desse modelo, outros modelos podem ser obtidos por simplificação. O modelo Neo-Hookeano é obtido com $N=1$, $\mu_1=\mu$ e $\alpha_1=2$, enquanto o modelo de Mooney-Rivlin de 2 termos é obtido com $N = 2$, $\mu_1=2C_{10}$, $\mu_2=-2C_{01}$ e $\alpha_1=-\alpha_2=2$.

Modelo de Yeoh

O modelo de Yeoh proposto por YEOH (1990) é similar ao modelo polinomial descrito a seguir. No entanto, este modelo é baseado apenas no primeiro invariante de deformação:

$$W = \sum_{i=1}^N C_{i0}(I_1 - 3)^i \quad (38)$$

2 termos (equivalente ao modelo polinomial reduzido de ordem 2)

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 \quad (39)$$

3 termos (equivalente ao modelo polinomial reduzido de ordem 3)

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (40)$$

A versão de três termos (N=3) é a mais utilizada e geralmente se ajusta bem a faixas de grandes deformações.

Modelo Polinomial

O modelo Polinomial é um dos modelos mais recentes que tenta ajustar um polinômio de grau desejado ao diagrama $\sigma \times \varepsilon$ do material.

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij}(I_1 - 3)^i(I_2 - 3)^j \quad (41)$$

Os modelos de Mooney-Rivlin, Neo-Hookeano e Yeoh podem ser obtidos a partir da Equação (41) e determinados valores específicos de C_{ij} .

4.4.1 Ajustes dos modelos hiperelásticos

A partir da curva tensão-deformação apresentada na Figura 31, o ajuste hiperelástico para a curva foi realizado. Foram utilizados os seguintes modelos de energia para o ajuste da curva hiperelástica: Mooney-Rivlin, Neo-Hookeano, Polinomial de ordem 2, Yeoh, Ogden de ordem 3 e Ogden de ordem 6.

Através do *software* ABAQUS®, os coeficientes do material foram obtidos e estão apresentados na Tabela 1. As curvas obtidas nos ajustes estão apresentadas na Figura 34 e na Figura 35.

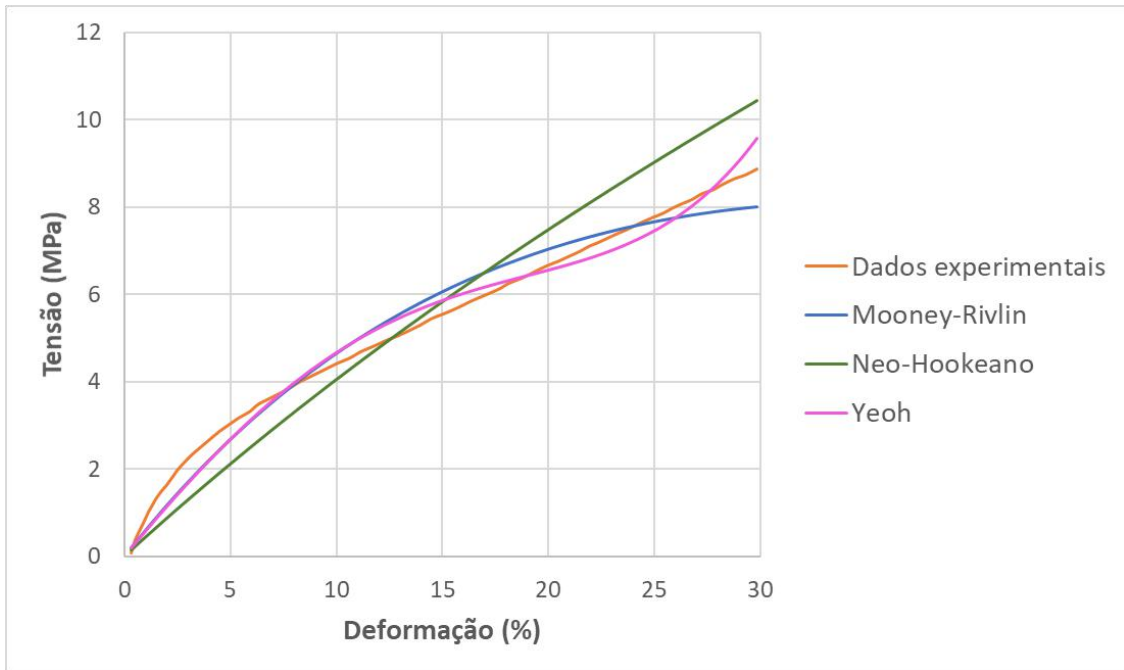


Figura 34 – Modelos Mooney-Rivlin, Neo-Hookeano e Yeoh

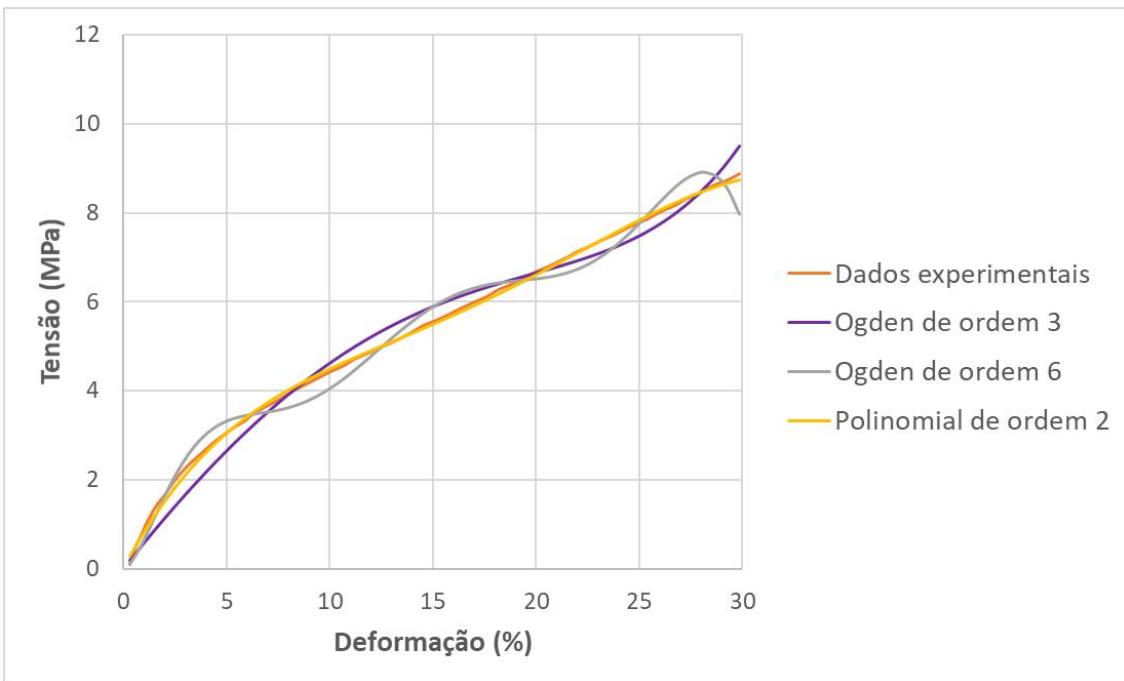


Figura 35 – Modelos Ogden de ordem 3, Ogden de ordem 6 e Polinomial de ordem 2

Tabela 1 - Parâmetros calculados para os modelos hiperelásticos

Mooney-Rivlin (MR)	
C10	-9987202,6
C01	20339329,6
Neo-Hookeano (NH)	
C10	7401598,68
Polinomial N = 2 (P2)	
C10	-79555791,4
C20	-501068448
C01	94132140,4
C02	-617954692
C11	1,16E+09
Yeoh (YE)	
C10	9700774,41
C20	-22743858,1
C30	48092889,1
Ogden N = 3 (OG3)	
α1	9,60109762
α2	11,3422781
α3	7,60939945
μ1	-323781145
μ2	126365059
μ3	217012978
Ogden N = 6 (OG6)	
α1	-1,54626714
α2	1,93460206
α3	5,67021123
α4	-8,07989737
α5	-11,2458984
α6	-14,3941425
μ1	5,80E+11
μ2	-3,66E+11
μ3	7,34E+10
μ4	-9,40E+11
μ5	9,51E+11
μ6	-2,99E+11

A avaliação dos modelos constitutivos de forma visual a partir de análise gráfica torna o processo de seleção suscetível a erro. Uma forma simples de verificar a qualidade dos ajustes é calcular o erro relativo das tensões entre as soluções teóricas e experimentais com base na Equação (42).

$$Erro_{\%}(\lambda) = \frac{|t_e(\lambda) - t_t(\lambda)|}{t_e(\lambda)} \times 100 \quad (42)$$

onde $t_e(\lambda)$ e $t_t(\lambda)$ representam os valores de tensão experimental e teórico respectivamente.

A Figura 36 e a Figura 37 ilustram a avaliação dos modelos realizada a partir deste critério.

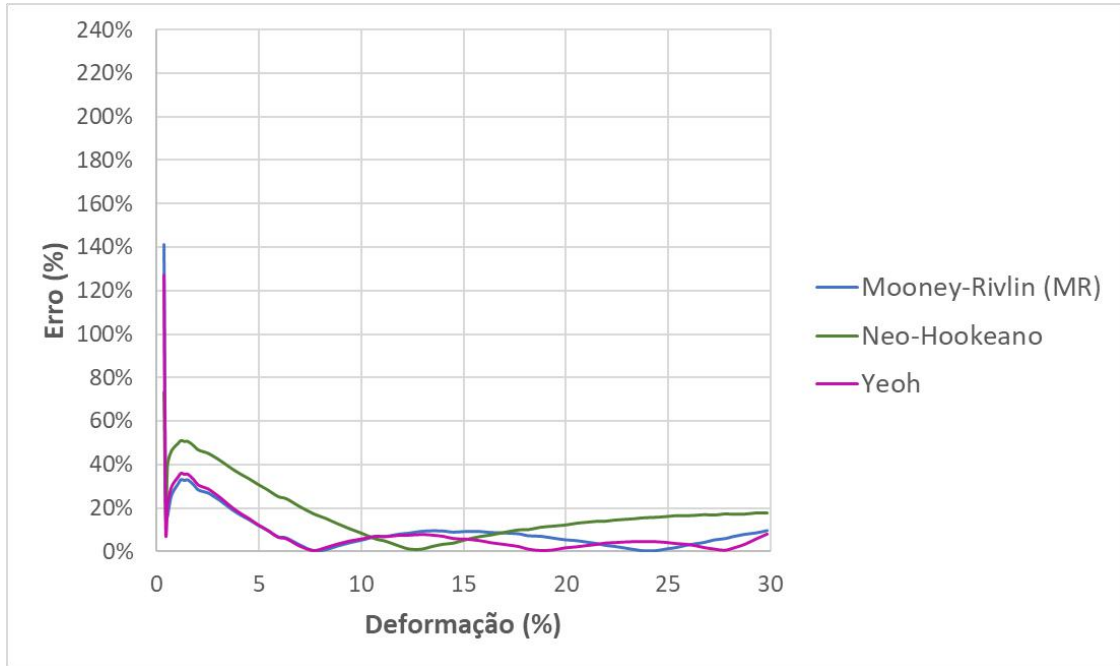


Figura 36 – Erros relativos calculados para os Modelos Mooney-Rivlin, Neo-Hookeano e Yeoh

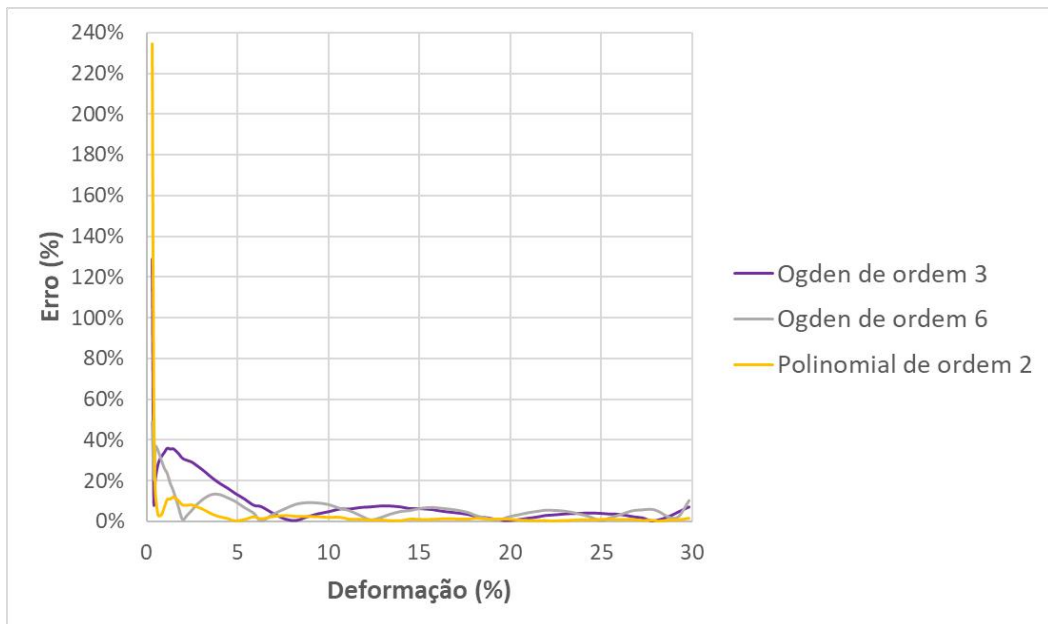


Figura 37 – Erros relativos calculados para os Modelos Polinomial de ordem 2 e Ogden de ordem 3 e Ogden de ordem 6

Com base nos gráficos apresentados, observam-se erros muito elevados para pequenas deformações em todos os modelos avaliados, até mesmo para modelos que apresentam um bom comportamento. É importante mencionar que é comum encontrar erros na ordem de 30% em problemas hiperelásticos [42].

O cálculo do erro relativo não permite aferir com exatidão qual o melhor modelo a ser adotado. Essa dificuldade é gerada pela disposição como os resultados são distribuídos. Esse critério não possibilita a comparação dos modelos com apenas um valor de referência, dificultando assim, a definição do modelo com o melhor ajuste.

Uma outra forma de analisar o erro do modelo hiperelástico é através do coeficiente de determinação (R^2). Para calcular esse coeficiente a Equação (43), Equação (44), Equação (45) e Equação (46) são utilizadas. Nessas equações, E é a média dos valores obtidos para a tensão nos ensaios experimentais, SSE é a soma dos quadrados das diferenças entre os erros dos resultados de tensão dos modelos e os resultados de tensão dos ensaios e SST é a soma dos quadrados da diferença entre os resultados de tensão dos ensaios e a média dos valores obtidos para a tensão nos ensaios experimentais.

$$E = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N E_i \quad (43)$$

$$SSE = \sum_{i=1}^N (P_i - E_i)^2 \quad (44)$$

$$SST = \sum_{i=1}^N (E_i - E)^2 \quad (45)$$

$$R^2 = \begin{cases} 1 - \frac{SSE}{SST}, & \text{se } SSE \leq SST \\ 0 & \end{cases} \quad (46)$$

Quanto mais próximo o valor de R^2 estiver de 1, melhor é o modelo, ou seja, mais próximo o modelo estará dos resultados experimentais.

A Tabela 2 apresenta o coeficiente de determinação (R^2) calculado para cada um dos modelos hiperelásticos analisados. Pode-se observar que o modelo Neo-Hookeano teve o pior resultado quando comparado com os demais modelos. Já os modelos que apresentaram o melhor ajuste da curva tensão x deformação do material quando comparados até a segunda casa decimal foram o modelo de Ogden de ordem 3, Ogden de ordem 6 e Polinomial de ordem 2.

Tabela 2 - Parâmetros calculados para ensaio de tração

Modelo	R²
Mooney-Rivlin	0,977
Neo-Hookeano	0,889
Ogden de ordem 3	0,985
Ogden de ordem 6	0,988
Polinomial de ordem 2	0,999
Yeoh	0,983

É comum um modelo hiperelástico determinado por dados experimentais ser instável em certos níveis de deformação. O *software* ABAQUS® realiza verificações de estabilidade para determinar em qual nível de deformação o comportamento instável ocorrerá. De acordo com este *software*, o modelo Polinomial de ordem 2 e Ogden de ordem 6 apresentam restrições de utilização devido à instabilidade. Por esse motivo, o modelo selecionado para caracterizar o comportamento hiperelástico do poliuretano foi o modelo Ogden de ordem 3 que foi classificado pelo *software* ABAQUS® como estável, sem restrição para níveis específicos de deformação.

CAPÍTULO 5 ANÁLISE NUMÉRICA DE ENRIJECEDORES

5.1 Método de Elementos Finitos

O Método de Elementos Finitos (MEF) é amplamente utilizado para análise de estruturas com geometria complexa. O MEF é um método numérico aproximado de sistemas contínuos para análise de problemas descritos por equações diferenciais parciais com determinadas condições de contorno. De forma simplificada, pode-se dizer que esse método consiste em dividir um corpo contínuo em elementos discretos conectados por pontos discretos, chamados de nós, e obter uma solução aproximada para o problema modelado. A divisão da geometria em pequenos elementos permite resolver um problema complexo, subdividindo-o em problemas mais simples, possibilitando o computador a realizar os cálculos necessários com eficiência.

Essas divisões podem apresentar diferentes formas em função do tipo e da dimensão do problema, tais como: triangular, quadrilateral, tetraédrica, entre outras. Como esses elementos possuem dimensões finitas, esse método foi chamado de elementos finitos. Esta subdivisão da estrutura em elementos é chamada de malha (Figura 38).

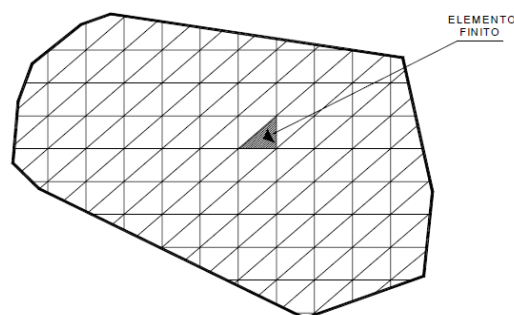


Figura 38 – Malha formada por elementos discretos [45]

O Método de Elementos Finitos pode ser aplicado na resolução de diversos problemas de análise estrutural por meio da obtenção de deslocamentos, deformações e tensões. A partir desse método, é possível avaliar estruturas em diversos cenários e analisar o desempenho de produtos com a aplicação de diferentes carregamentos.

Em muitos modelos, milhares de elementos são necessários para obter uma solução com uma precisão satisfatória, de modo que os computadores necessitam de grande capacidade de processamento para resolver essas equações. Normalmente, a precisão da solução melhora à medida que o número de elementos e de nós aumenta. No entanto, quanto maior o número de elementos e de nós, mais complexa será a análise e maior será o tempo necessário para realizar esta atividade.

A densidade da malha pode variar localmente em função da geometria, pois em regiões descontínuas, é necessária uma maior densidade de malha para obter uma solução mais precisa. Quando se trata de uma região de maior interesse devido a, por exemplo, um risco maior de ruptura, é importante realizar um refinamento na malha, uma vez que a precisão das tensões obtidas na região deve ser a melhor possível. Recomenda-se

realizar sempre uma análise de sensibilidade para verificar se é possível obter uma solução mais precisa com melhor refinamento da malha.

Para realizar análises estruturais em *software* comercial, é necessário primeiro conhecer as propriedades do material e a geometria da estrutura. Além disso, a carga que atua sob a forma de força, pressão, cargas gravitacionais e as condições de contorno da estrutura devem ser conhecidas.

Há diversos *softwares* comerciais disponíveis para análise de elementos finitos, sendo os mais conhecidos para análise estrutural: ANSYS® e ABAQUS®. Neste trabalho, as simulações numéricas de enrijecedor à flexão foram realizadas com o auxílio do Abaqus/CAE, ambiente completo do *software* ABAQUS®, que fornece uma interface simples para criar, submeter, monitorar e analisar resultados de simulações numéricas realizadas no Abaqus/Standard e Abaqus/Explicit. O Abaqus/CAE é dividido em módulos, onde cada módulo tem uma função específica no processo de modelagem, como, por exemplo: definir a geometria, definir as propriedades do material e gerar a malha. Cada módulo contribui com dados de entrada para formar um arquivo que é submetido ao Abaqus/Standard ou Abaqus/Explicit. O *solver* lê o arquivo de entrada e executa a análise, enviando informações para Abaqus/CAE, permitindo o monitoramento do progresso do trabalho, e por fim, gera um banco de dados de saída, possibilitando a análise dos resultados.

5.1.1 Elementos

A biblioteca do *software* ABAQUS® possui uma grande variedade de elementos que são caracterizados pelos seguintes aspectos [46]:

- Família;
- Graus de liberdade;
- Números de nós;
- Formulação;
- Integração.

Cada elemento no ABAQUS® tem uma nomenclatura exclusiva como, por exemplo, C3D8R. O nome do elemento identifica cada um dos cinco aspectos listados acima.

- **Família**

A(s) primeira(s) letra(s) do nome de um elemento indica(m) a qual família o elemento pertence. Por exemplo, S4R é um elemento *shell* (casca) e C3D8I é um elemento sólido.

A Figura 39 apresenta as famílias de elementos que são mais utilizadas em análises estruturais no ABAQUS®. Uma das principais diferenças entre as famílias de diferentes elementos é a geometria.

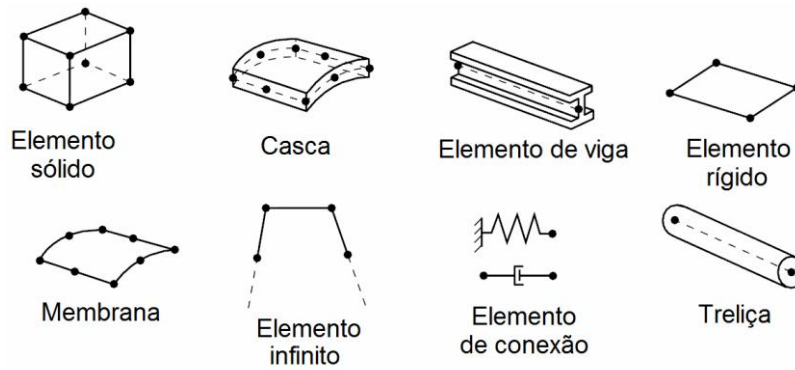


Figura 39 – Famílias de elementos [46]

- **Graus de liberdade**

Os graus de liberdade são as variáveis fundamentais calculadas durante a análise numérica. Eles representam o deslocamento e a rotação em cada um dos três eixos para cada nó.

- **Número de nós**

Os deslocamentos e outros graus de liberdade são calculados para cada nó do elemento. Em qualquer outro ponto do elemento, os deslocamentos são obtidos através de interpolação. O tipo de interpolação é determinado pelo número de nós de cada elemento. Elementos que possuem nós apenas nos vértices usam a interpolação linear em cada direção e são chamados de elementos lineares ou elementos de primeira ordem. No ABAQUS®, elementos com nós no meio das arestas entre cada vértice usam a interpolação quadrática e são chamados de elementos quadráticos ou elementos de segunda ordem. Elementos triangulares ou tetraédricos com nós no meio das arestas entre cada vértice usam uma interpolação de segunda ordem modificada e são chamados de elementos de segunda ordem modificados.

O número de nós em um elemento é identificado em seu nome. Por exemplo, o elemento sólido C3D8 possui 8 nós, conforme ilustrado na Figura 40.

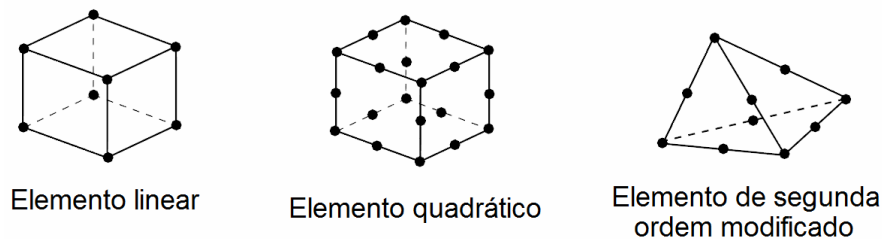


Figura 40 – Elementos linear (C3D8), quadrático (C3D20) e tetraédrico modificado (C3D10M) [46]

A família de elementos de viga usa uma convenção diferente: a ordem de interpolação é identificada no próprio nome do elemento. Um elemento de viga tridimensional de primeira ordem é chamado de B31, enquanto um elemento de viga tridimensional de segunda ordem é chamado de B32.

- **Formulação**

A formulação de um elemento refere-se à teoria matemática usada para definir o comportamento do elemento. A descrição do comportamento dos elementos pode ser baseada nas teorias de Lagrange, Euler, entre outras. A formulação Lagrangiana é a mais adequada para análises não lineares onde é importante conhecer o histórico de deformação em cada ponto do corpo durante o processo de carregamento. Já a formulação Euleriana é mais adequada para a análise de problemas de mecânica dos fluidos, onde é necessário conhecer o movimento do material ao longo de um volume de controle. Métodos Eulerianos são usados comumente através do ABAQUS® para modelar a transferência de calor convectivo.

Algumas famílias de elementos no ABAQUS® têm uma formulação padrão, bem como algumas formulações alternativas. Os elementos com formulações alternativas são identificados por um caractere adicional no final do nome do elemento. Por exemplo, as famílias de elementos sólidos, viga e treliça incluem membros com uma formulação híbrida (para lidar com um comportamento incompressível ou inextensível); esses elementos são identificados pela letra H no final do nome (C3D8H, por exemplo).

- **Integração**

O ABAQUS® usa técnicas numéricas para integrar os elementos. Esse *software* avalia a resposta do material em cada ponto de integração. O método da Gaussiana quadrática é utilizado na maioria dos elementos. Alguns elementos sólidos usam integração completa ou reduzida. Essa escolha pode ter um efeito significativo na precisão do elemento para um determinado problema. Para identificar elementos de integração reduzida, o ABAQUS® usa a letra R no final do nome do elemento.

5.1.2 Considerações gerais

Para analisar a seção superior do *riser* com enrijecedor à flexão foram desenvolvidos modelos tridimensionais, considerando o contato entre os corpos e a aplicação de um carregamento axial no duto. Os modelos em três dimensões são compostos pelo corpo do *bend stiffener* e pelo duto flexível.

Na modelagem do enrijecedor à flexão, foram utilizados elementos C3D8R, que são elementos sólidos de 8 nós, com 3 graus de liberdade translacionais (DOFs) por nó e integração reduzida. Os elementos sólidos são utilizados em análises lineares e análises não-lineares que envolvem contato, plasticidade e grandes deformações. Esse mesmo elemento foi utilizado para modelar a estrutura prolongadora / *liner* analisada na seção 5.4.4.2. É importante mencionar que o elemento híbrido C3D8RH foi utilizado nas análises não lineares para modelar o comportamento incompressível observado em materiais hiperelásticos. Já na superfície do tubo, a malha utilizada foi a hexaédrica, com o elemento SFM3D4 que é um elemento de superfície do tipo membrana, tridimensional com 4 nós. O duto flexível foi modelado com o elemento B31 que é um elemento de viga do tipo Timoshenko tridimensional de primeira ordem e a malha utilizada foi também a hexaédrica. A viga foi modelada em diversas análises com as propriedades do duto

flexível apresentadas na Tabela 3, considerando a relação linear entre o momento fletor e a curvatura do duto (rigidez à flexão constante).

Tabela 3 –Propriedades do duto flexível

Rigidez axial	EA = 180 MN
Rigidez à flexão	EI = 10 kNm ²
Minimum Bending Radius	MBR = 2,0 m

Nas análises apresentadas na seção 5.2.4.2, foi avaliado também o efeito da relação não linear entre o momento fletor e a curvatura no comportamento do *riser*. Como pode ser observado na Figura 42, após atingir a curvatura crítica (k_{cr}), a rigidez à flexão muda de EI_{ns} (rigidez à flexão do duto antes do escorregamento - *no-slip*) para EI_{fs} (rigidez à flexão do duto após o escorregamento - *full-slip*). Essa redução da rigidez à flexão ocorre devido ao escorregamento relativo entre camadas do duto flexível, especialmente as armaduras de tração, a partir da curvatura crítica [35].

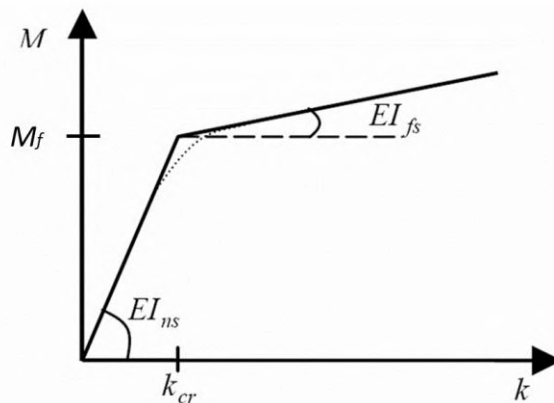


Figura 41 – Relação bilinear momento fletor / curvatura (adaptado da ref. [35])

O momento necessário para superar as forças de atrito é chamado de momento de fricção interna, M_f . Esse momento depende da pressão de contato entre as camadas do duto flexível e das cargas aplicadas, tais como a carga axial e as pressões interna e externa. Muitas vezes, a curvatura crítica é assumida constante, mas, na realidade, ela varia com as condições de carregamento [16]. Na análise realizada na seção 5.2.4.2, foi considerada uma relação bilinear entre o momento fletor e a curvatura, conforme ilustrado na Figura 41 e apresentado na Tabela 4. A curvatura crítica e a rigidez à flexão *no-slip* utilizadas foram escolhidas por terem sido avaliadas em um dos estudos de caso analisados por CAIRE e VAZ (2007) [35].

Tabela 4 – Parâmetros utilizados na relação bilinear entre momento fletor e curvatura

Rigidez à flexão <i>no-slip</i> ($EI_{ns} = 100 \cdot EI_{fs}$)	$EI_{ns} = 1000 \text{ kNm}^2$
Rigidez à flexão <i>full-slip</i>	$EI_{fs} = 10 \text{ kNm}^2$
Curvatura crítica ($k_{cr} = 10\% \ k_{lim}$)	$k_{cr} = 0,05 \text{ m}^{-1}$

onde:

$$k_{tim} = \frac{1}{MBR} = 0,5 \text{ m}^{-1} \quad (47)$$

Nas simulações numéricas realizadas, o comando “Tie” foi utilizado para amarrar os nós do *riser (beam)* e da superfície do *riser*. Cada nó da primeira superfície (superfície escrava) fica com os mesmos graus de liberdade que os nós da segunda superfície (superfície mestre), não apresentando deslocamento relativo.

As interações de contato são criadas para modelar relações mecânicas entre superfícies que estão em contato ou muito próximas. Uma propriedade de interação de contato pode definir comportamentos tangenciais (fricção e deslizamento elástico) e comportamento normal (contato rígido, macio ou amortecido e separação). Essa propriedade pode ser configurada por uma interação superfície-superfície ou auto-contato. O contato entre a superfície interna do *bend stiffener* e a superfície externa do *riser* foi modelado com comportamento tangencial e comportamento normal sem atrito (“NoFric”), considerando pequeno deslizamento (*small sliding*). Nesses modelos, foi considerada também a não-linearidade geométrica.

O poliuretano do *bend stiffener* foi modelado com três diferentes módulos de elasticidade, conforme apresentado na Tabela 5, e com o comportamento não linear elástico simétrico apresentado na seção 4.4.1.

Tabela 5 – Propriedades do poliuretano

Material 1 ($\varepsilon = 13\%$)	
Módulo de Elasticidade 1	$E_{BS1} = 39,0 \text{ MPa}$
Coeficiente de Poisson 1	$\nu_{BS1} = 0,45$
Material 2 ($\varepsilon = 10\%$)	
Módulo de Elasticidade 2	$E_{BS2} = 44,0 \text{ MPa}$
Coeficiente de Poisson 2	$\nu_{BS2} = 0,45$
Material 3 ($\varepsilon = 7\%$)	
Módulo de Elasticidade 3	$E_{BS3} = 52,0 \text{ MPa}$
Coeficiente de Poisson 3	$\nu_{BS3} = 0,45$
Material 4	
Material hiperelástico (ver seção 4.4.1)	

A estrutura prolongadora / *liner* utilizada nas análises na configuração I-tube com rotação do enrijecedor na região do *bell mouth* apresentadas na seção 5.4.4.2 foi modelada com um módulo de elasticidade excessivamente elevado para evitar deslocamentos e deformações em relação à região de engaste do *bend stiffener*.

5.2 Modelo numérico de enrijecedor à flexão tradicional

Muitos *softwares* comerciais utilizados para o projeto iterativo de enrijecedor à flexão são baseados no modelo de viga equivalente e desconsideram uma série de influências sobre a resposta do duto flexível. Normalmente, a folga entre o *riser* e *bend stiffener* não é modelada e o comportamento do poliuretano é considerado, de forma aproximada, linear elástico.

Nas análises numéricas apresentadas na seção 5.2, o poliuretano foi modelado com os comportamentos linear elástico e não-linear elástico simétrico apresentados no CAPÍTULO 3. Um estudo comparativo foi realizado para avaliar as diferenças entre os resultados obtidos com os diferentes módulos de elasticidade apresentados na Figura 31 (material linear elástico) e com o comportamento hiperelástico (material não linear elástico). Já na seção 5.2.4.2, foram realizadas análises com diferentes folgas entre o *riser* e o enrijecedor para estudar o efeito desse parâmetro no comportamento do *riser*.

5.2.1 Geometria

A geometria do enrijecedor utilizada nas análises apresentadas na seção 5.2 é formada basicamente por duas seções: uma seção cilíndrica vazada de diâmetro externo “A”, diâmetro interno “C” e comprimento “D” e uma seção cônica vazada com diâmetro externo maior “A”, diâmetro externo menor “B”, diâmetro interno “C” e comprimento “E” (Figura 42). A Tabela 6 apresenta as dimensões das cotas indicadas na Figura 42. Essa geometria foi escolhida por ser semelhante a diversas geometrias já utilizadas por outros autores nos trabalhos descritos no CAPÍTULO 3.

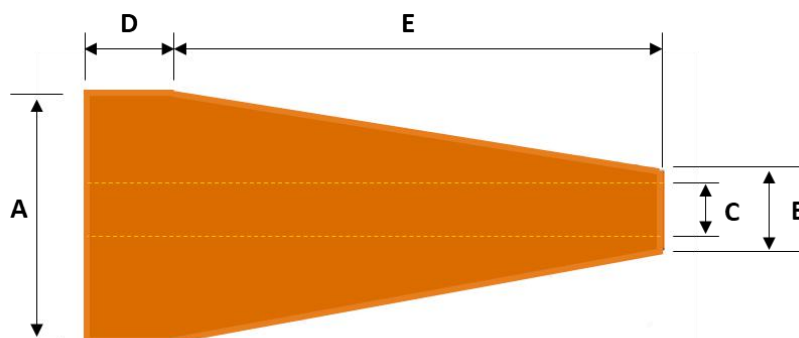


Figura 42 – Geometria do enrijecedor à flexão tradicional

Tabela 6 – Dimensões do enrijecedor à flexão tradicional

A	0,650 m
B	0,220 m
C	0,190 m
D	0,200 m
E	1,700 m

A Tabela 7 apresenta os três diferentes diâmetros externos utilizados nas análises realizadas na seção 5.2.4.2 para avaliar o impacto da folga no comportamento do *riser*. A geometria do *bend stiffener* não foi alterada nesse estudo, apenas o diâmetro externo do duto. Nas análises apresentadas na seção 5.2.4.1, a folga de 5 mm foi utilizada em todos os modelos para avaliar o impacto do material.

Tabela 7 – Geometria do duto flexível

Comprimento do <i>riser</i>	$L_1 = 3,2 \text{ m}$
Diâmetro externo 1 (folga1 = 5 mm)	$D_{\text{ext1}} = 0,185 \text{ m}$
Diâmetro externo 2 (folga2 = 10 mm)	$D_{\text{ext2}} = 0,180 \text{ m}$
Diâmetro externo 3 (folga3 = 15 mm)	$D_{\text{ext3}} = 0,175 \text{ m}$

5.2.2 Malha

A malha utilizada para modelar o conjunto formado pelo enrijecedor e o *riser* flexível é formada por 40645 nós e 19421 elementos (Figura 43). Os elementos escolhidos para serem utilizados nas análises numéricas desta seção estão descritos na seção 5.1.2.

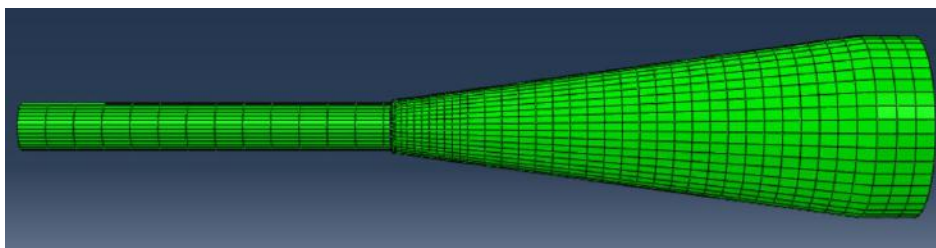


Figura 43 – Malha formada pelo enrijecedor e pelo *riser*

5.2.3 Condições de contorno e carregamento

Nesta seção, as condições de contorno e o carregamento utilizados nas análises numéricas com enrijecedor tradicional estão descritas.

A Figura 44 mostra a condição de simetria em relação ao eixo z utilizada no modelo. Com essa condição de contorno apenas metade do conjunto é analisada e o mesmo resultado é considerado para a outra metade. Essa condição reduz pela metade o número de graus de liberdade do modelo e, conseqüentemente, reduz o tempo necessário para executar a análise.

Nesta simulação numérica, o enrijecedor à flexão foi modelado engastado na base, impedindo o deslocamento da superfície destacada na Figura 45 nas três direções (x, y e z). O duto flexível foi modelado engastado na mesma posição do eixo x em que o enrijecedor foi engastado, conforme destacado também na Figura 45.

As condições de carregamento analisadas correspondem às cargas axiais de 62,5 kN, 125 kN e 250 kN com uma rotação de 45° com os eixos x e y, conforme ilustrado na

Figura 46. No estudo do impacto da folga entre o *bend stiffener* e o *riser*, foram realizadas também algumas análises com a rotação de 10° e 15°, conforme apresentado na seção 5.2.4.2. Devido à condição de simetria no eixo z, a carga axial aplicada no duto flexível foi dividida por dois para realizar a análise com o *software* ABAQUS®.

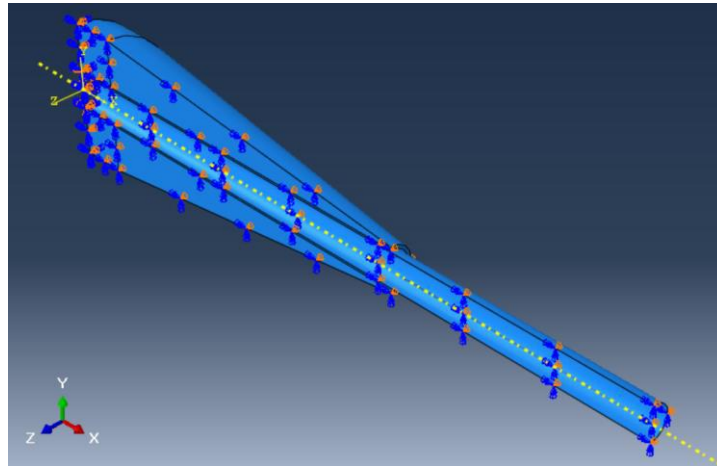


Figura 44 – Condição de contorno: Simetria

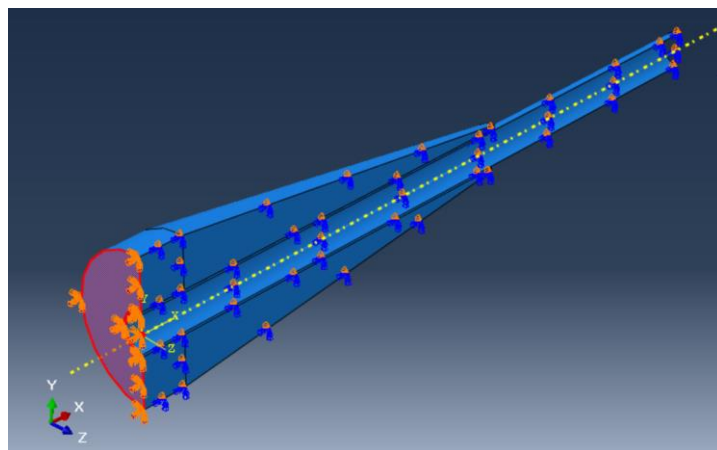


Figura 45 – Condição de contorno: Engaste do *bend stiffener* e do *riser*

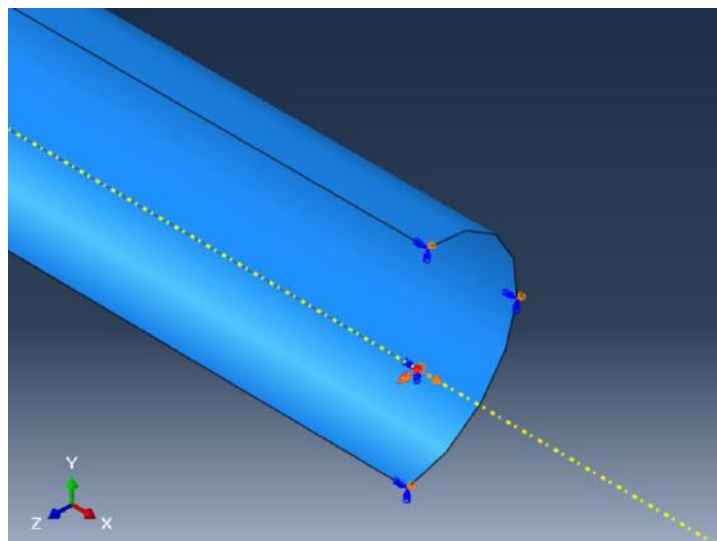


Figura 46 – Carregamento aplicado na extremidade livre do *riser* (*beam*)

5.2.4 Resultados

5.2.4.1 Análise de influência do material

A Figura 47 ilustra a configuração deformada do conjunto *riser* flexível – enrijecedor submetido a um carregamento de 62,5kN com uma rotação de 45 graus com a vertical. Nas análises apresentadas nessa seção, uma folga de 5mm foi considerada entre o duto flexível e o enrijecedor para avaliar a influência do material no comportamento do duto.

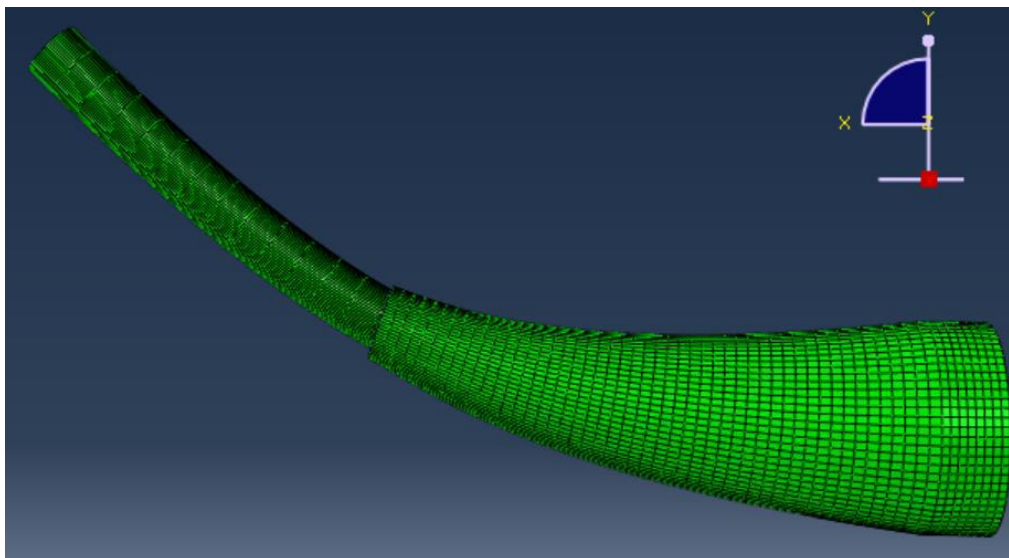


Figura 47 – Configuração deformada do conjunto *riser* – *bend stiffener* ($F=62,5$ kN; Folga=5mm)

O enrijecedor de topo apresentado na Figura 42, cujas dimensões estão indicadas na Tabela 6, foi modelado com três diferentes carregamentos (62,5 kN, 125 kN e 250 kN). O poliuretano foi avaliado com os comportamentos linear elástico ($E_{BS1}=39$ MPa, $E_{BS2}=44$ MPa e $E_{BS3}=52$ MPa) e não linear elástico simétrico.

A Figura 48, a Figura 49 e a Figura 50 apresentam uma análise comparativa da influência do material no deslocamento da linha de centro do duto quando o segmento *riser* – enrijecedor é submetido a um mesmo carregamento. É possível observar que a medida que o módulo de elasticidade do PU é reduzido, mais o *riser* se desloca. Além disso, comparando essas figuras, observa-se também um aumento do deslocamento do *riser* com o aumento do carregamento aplicado, conforme esperado. A análise que apresentou o menor deslocamento da coordenada Y na extremidade livre foi realizada com o material modelado como hiperelástico.

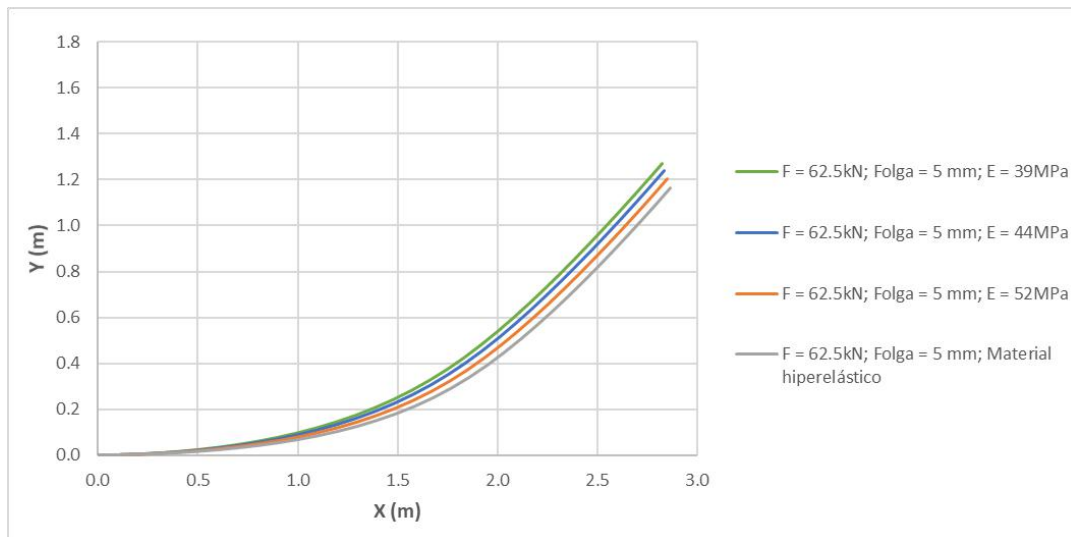


Figura 48 – Deslocamento da linha de centro do *riser* (F=62,5 kN)

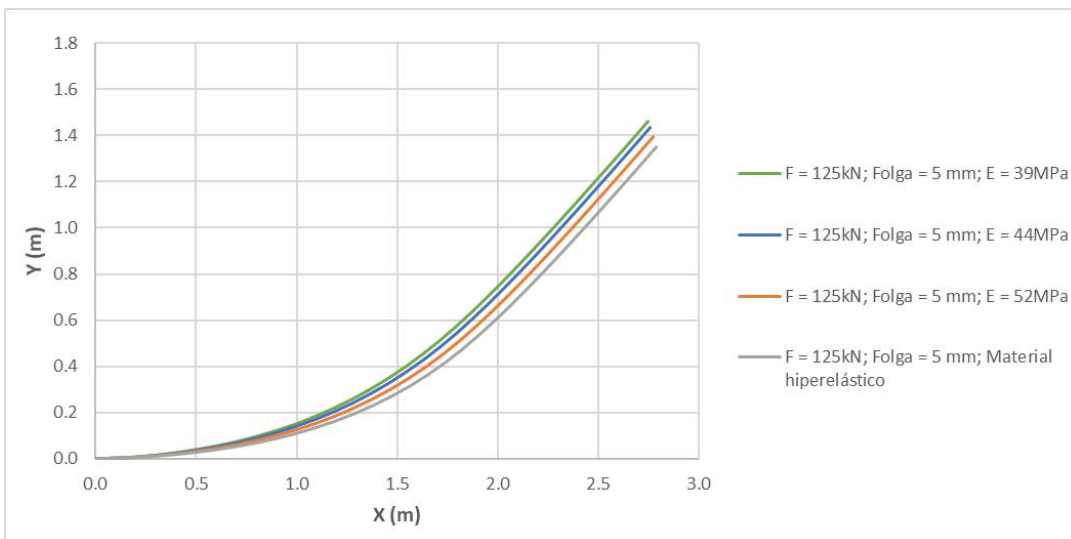


Figura 49 – Deslocamento da linha de centro do *riser* (F=125 kN)

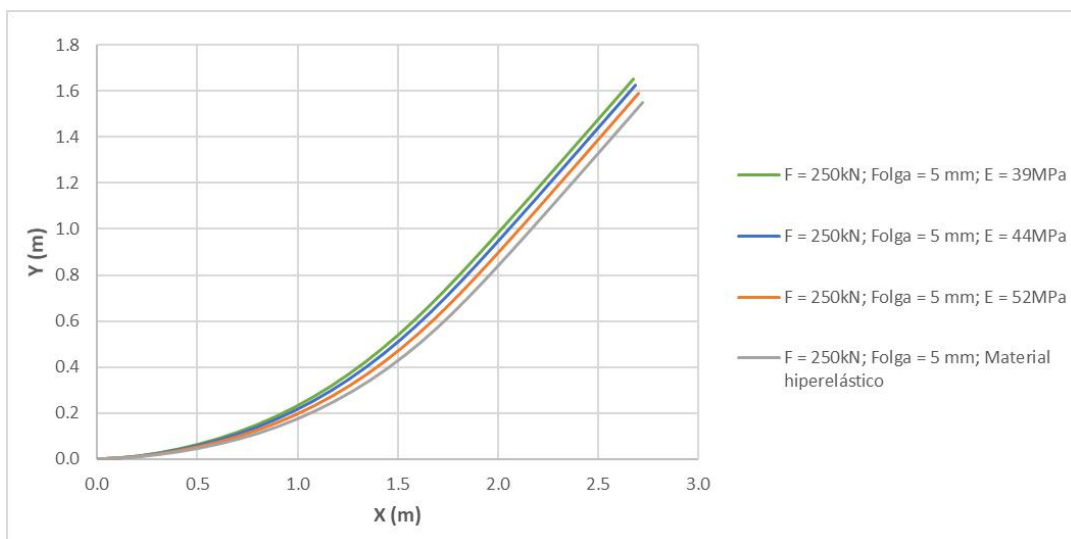


Figura 50 – Deslocamento da linha de centro do *riser* (F=250 kN)

A Figura 51, a Figura 52, a Figura 53 e a Figura 54 apresentam o ângulo já convertido de radianos para graus ao longo do comprimento do duto flexível após a aplicação do carregamento estático. O ângulo nos modelos linearmente elásticos com módulo de elasticidade $E=39$ MPa aumenta de forma mais acentuada no início do *riser* (próximo da base do enrijecedor), quando comparado com os demais modelos. Este comportamento está condizente com os resultados de deslocamento da linha de centro apresentados na Figura 48, na Figura 49 e na Figura 50. A partir da Figura 54, observa-se um aumento do ângulo no início do *riser* (próximo da base do enrijecedor) com o aumento do carregamento aplicado. Além disso, observa-se que na análise realizada com o maior carregamento, 250 kN, um maior comprimento do *riser* atinge ângulos próximos de 45 graus com a vertical.

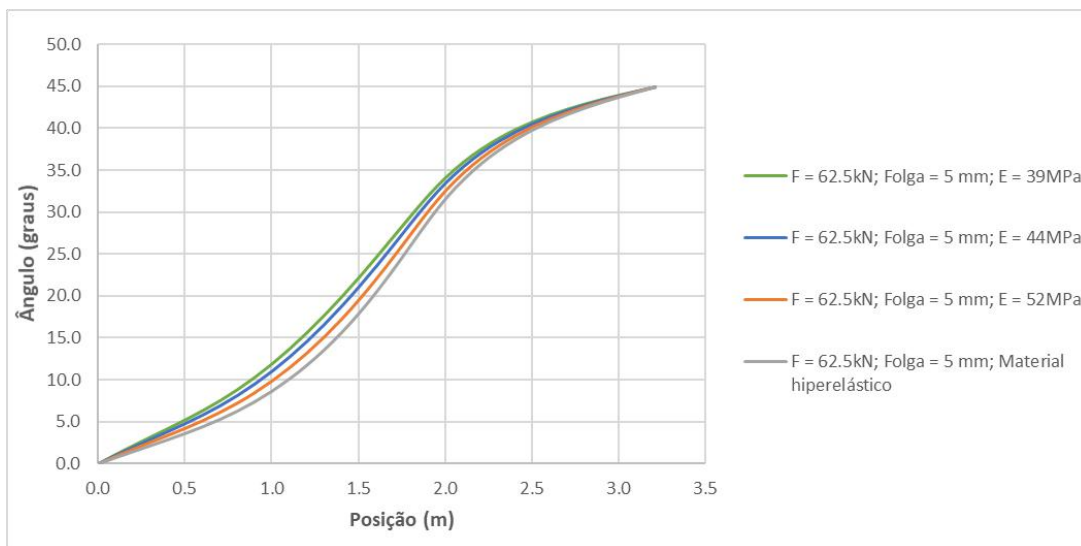


Figura 51 – Ângulo em função do segmento deformado ($F=62,5$ kN)

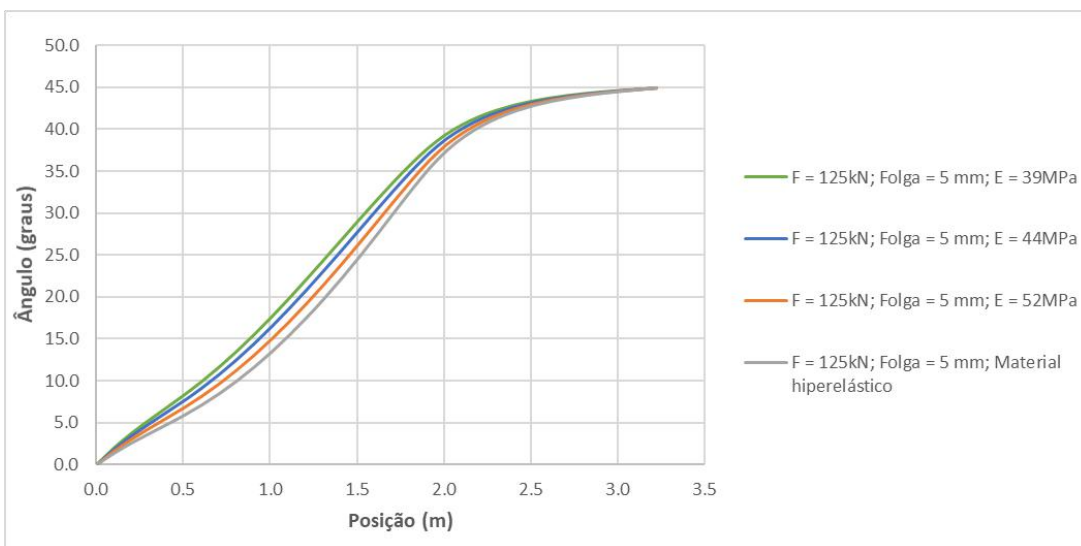


Figura 52 – Ângulo em função do segmento deformado ($F=125$ kN)

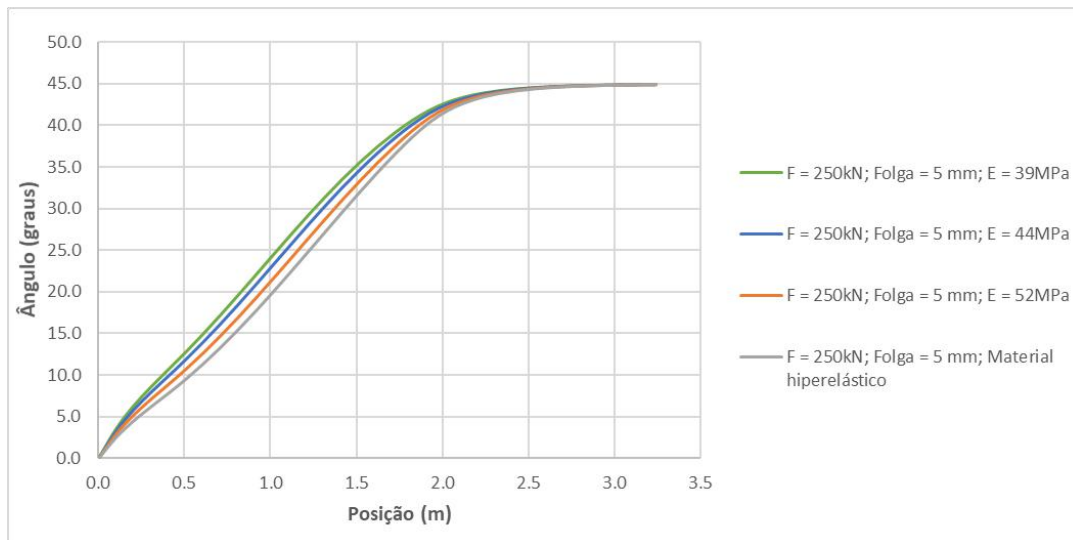


Figura 53 – Ângulo em função do segmento deformado (F=250 kN)

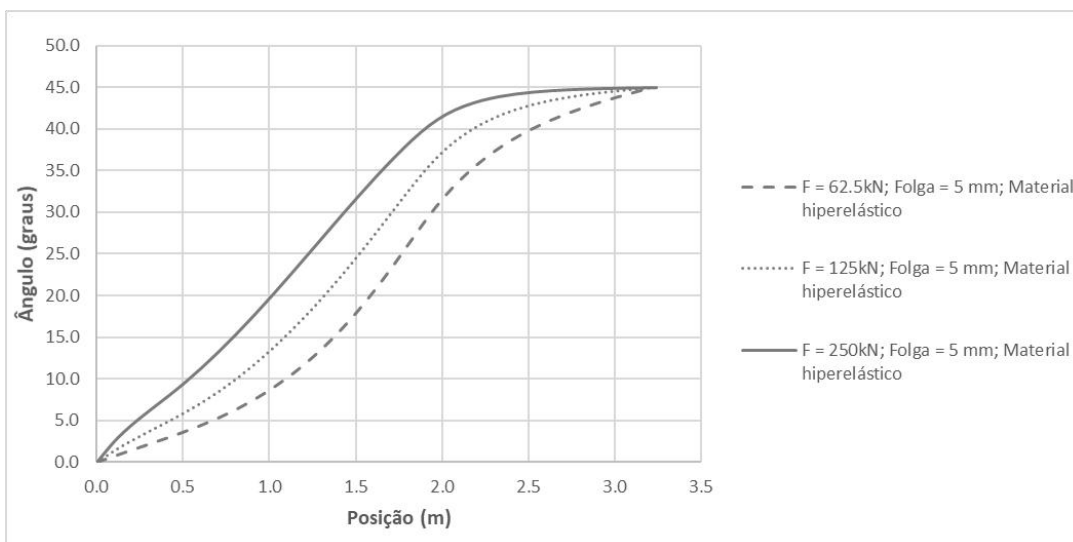


Figura 54 – Ângulo em função do segmento deformado (material hiperelástico)

A Figura 55, a Figura 56, a Figura 57 e a Figura 58 mostram a variação de curvatura do duto flexível ao longo de seu comprimento. A partir dos gráficos apresentados, é possível verificar que nas análises com os carregamentos de 62,5 kN e 125 kN, os modelos com material hiperelástico apresentaram uma menor curvatura na região de engaste, quando comparados com os demais modelos. No entanto, nas análises executadas com esses carregamentos, os modelos com material hiperelástico exibiram a maior curvatura máxima ao longo do duto. Essa máxima curvatura foi identificada próxima da metade do comprimento do *riser*. Já nas análises com o carregamento de 250 kN, a curvatura máxima foi identificada na região de engaste em todos os modelos. É válido mencionar que no modelo hiperelástico com o carregamento de 250 kN, a curvatura máxima na região de engaste e a elevada curvatura localizada próxima da metade do duto apresentaram valores bem próximos.

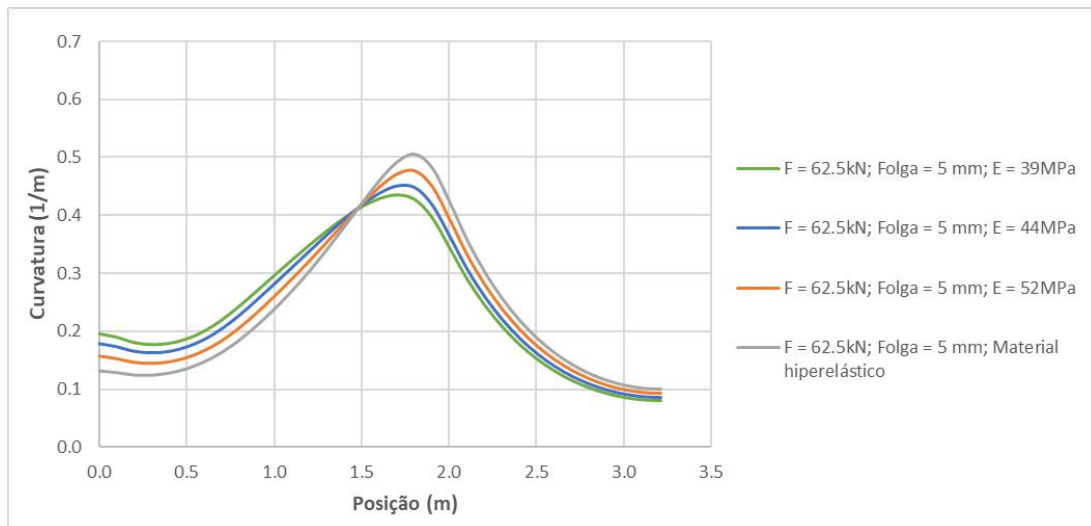


Figura 55 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* (F=62,5 kN)

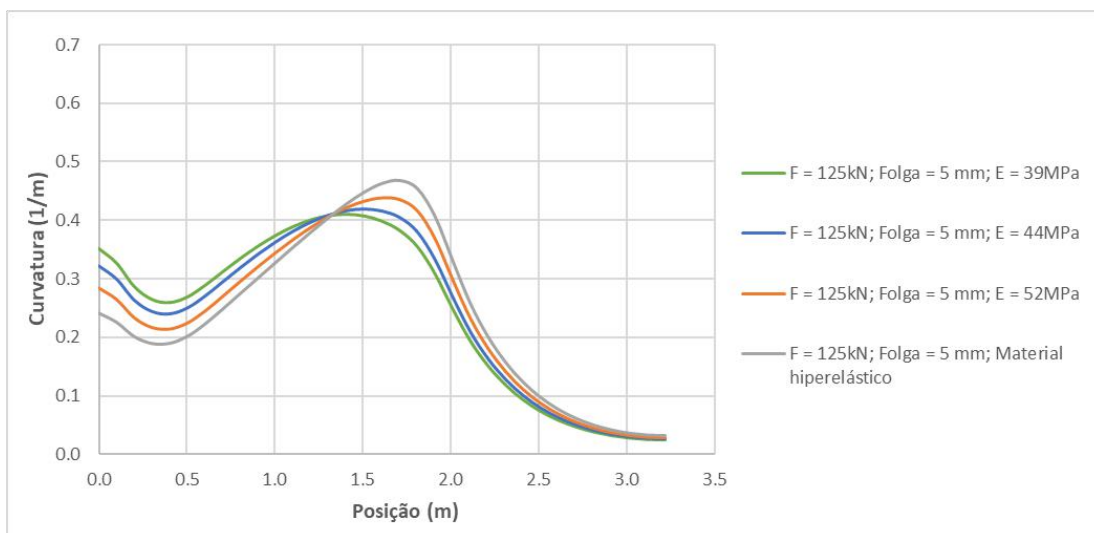


Figura 56 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* (F=125 kN)

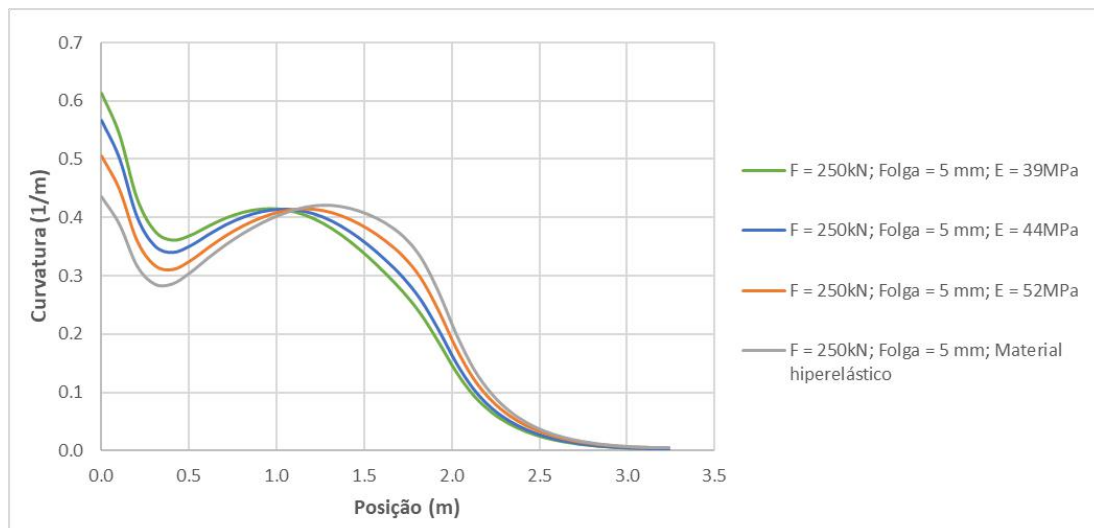


Figura 57 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* (F=250 kN)

Comparando os resultados de distribuição de curvatura ao longo do *riser* apresentados na Figura 55, na Figura 56 e na Figura 57, observa-se que a maior curvatura obtida nos modelos linearmente elásticos foi encontrada nas análises com o carregamento de 250 kN, enquanto que a maior curvatura encontrada no modelo hiperelástico foi obtida na análise com o carregamento de 62,5 kN, conforme ilustrado na Figura 58.

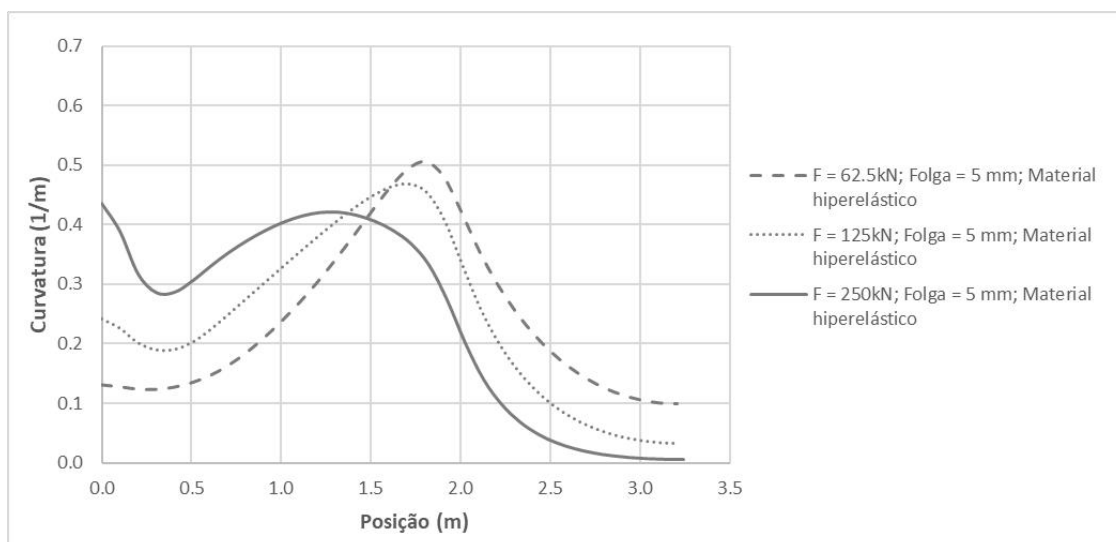


Figura 58 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* (material hiperelástico)

5.2.4.2 Análise de influência da folga

A Figura 59 ilustra as configurações deformadas do conjunto *riser* flexível – enrijecedor com 5 mm de folga (a), 10 mm de folga (b) e 15 mm de folga (c) quando submetido a um carregamento de 62,5kN com uma rotação de 45 graus com a vertical. Nas análises apresentadas nessa seção, a folga foi variada e três carregamentos diferentes foram avaliados (62,5kN, 125kN e 250kN) para verificar a influência da folga. Além disso, as análises foram realizadas, considerando as relações linear e bilinear entre momento fletor / curvatura apresentadas na seção 5.1.2 para avaliar o impacto da rigidez à flexão no comportamento do *riser*.

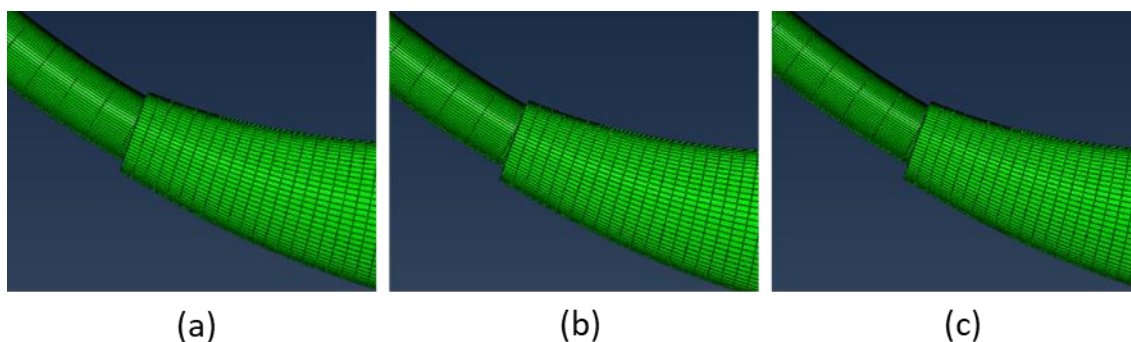


Figura 59 – Configuração deformada do conjunto *riser* – *bend stiffener* - F=62,5 kN:
(a) Folga=5mm; (b) Folga=10mm; (c) Folga=15mm

A Figura 60, a Figura 61 e a Figura 62 mostram a variação de curvatura ao longo do comprimento do duto flexível. A partir dos gráficos apresentados, é possível verificar que a variação da folga não impactou significativamente na variação de curvatura ao longo do duto. A maior variação de curvatura foi observada próxima à região de engaste do duto e do enrijecedor. Além disso, nota-se que a curvatura do duto nessa região aumenta ligeiramente com o aumento da folga e que a diferença entre as resultados obtidos com as diferentes folgas aumenta com a elevação do carregamento aplicado.

Quando os modelos com a relação momento fletor / curvatura linear e bilinear são comparados, observa-se uma variação pequena de curvatura próxima à extremidade livre do *riser* para os carregamentos de 125 kN e 250 kN. Já nas análises realizadas com o carregamento de 62,5 kN, a variação de curvatura foi muito pequena com os diferentes comportamentos e com as três diferentes folgas.

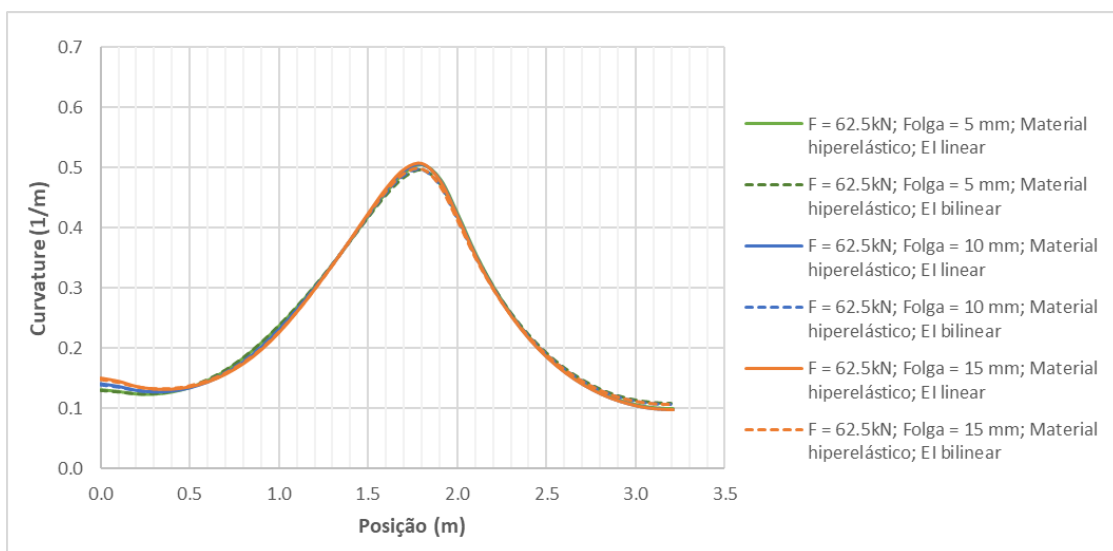


Figura 60 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* para diferentes folgas (F=62,5 kN)

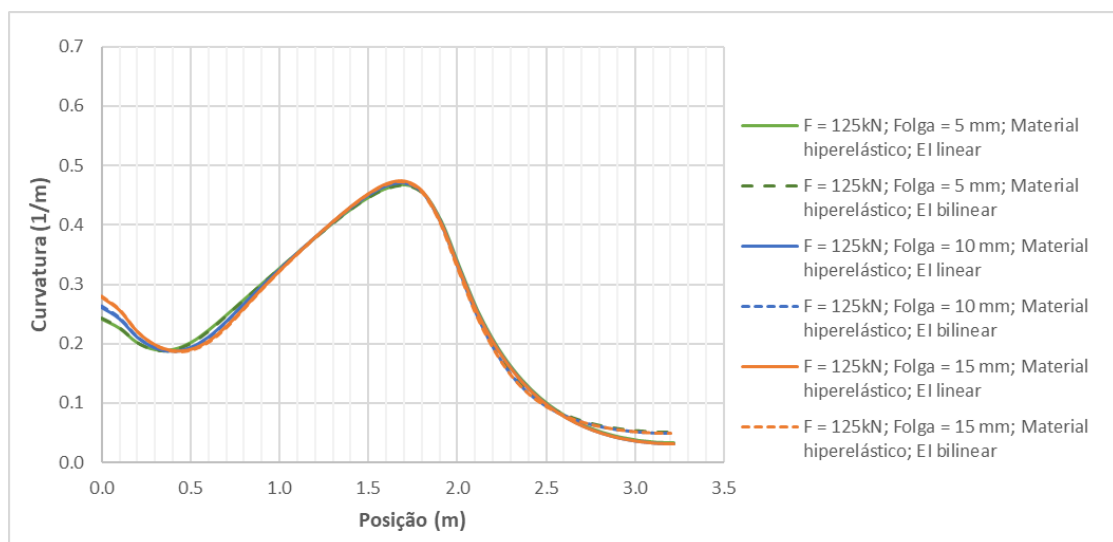


Figura 61 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* para diferentes folgas (F=125 kN)

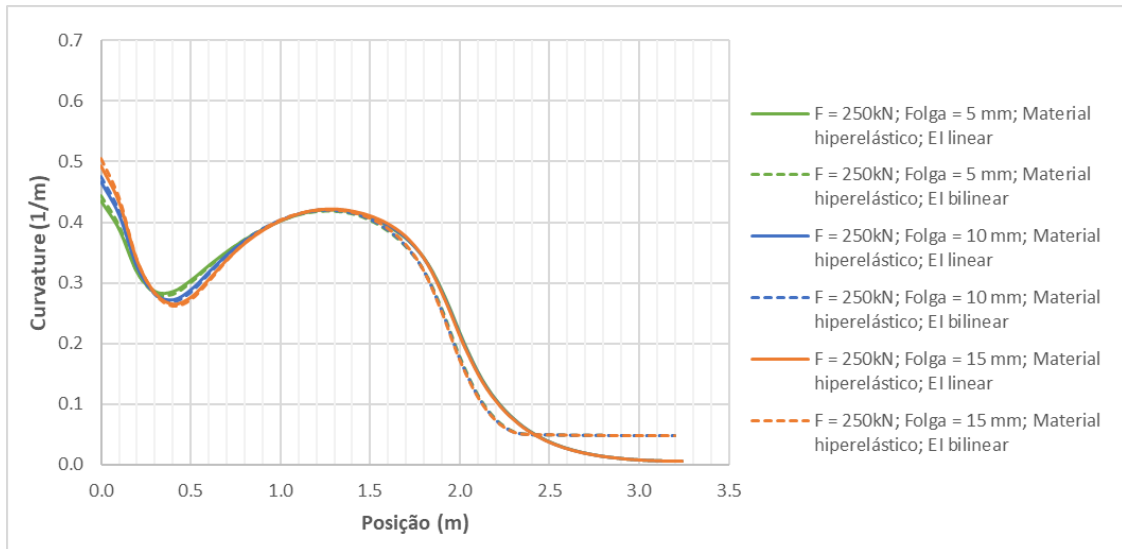


Figura 62 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* para diferentes folgas (F=250 kN)

Conforme já observado por CAIRE e VAZ (2007) [35], tanto a folga quanto o comportamento bilinear da rigidez à flexão do duto não influenciam expressivamente a distribuição de curvatura em carregamentos extremos. No entanto, para carregamentos de fadiga, carregamentos menos severos, esses parâmetros podem impactar na distribuição de curvatura do *riser*. Por esse motivo, o carregamento de 250 kN foi analisado também com uma rotação de 10 e 15 graus, conforme apresentado na Figura 63. A partir desse gráfico, é possível observar que a resposta à flexão bilinear gerou curvaturas menores entre aproximadamente 0,5m e 2,0m. É válido mencionar que a escala do gráfico apresentado na Figura 63 difere dos demais gráficos de curvatura apresentados até então para possibilitar uma melhor visualização das curvas.

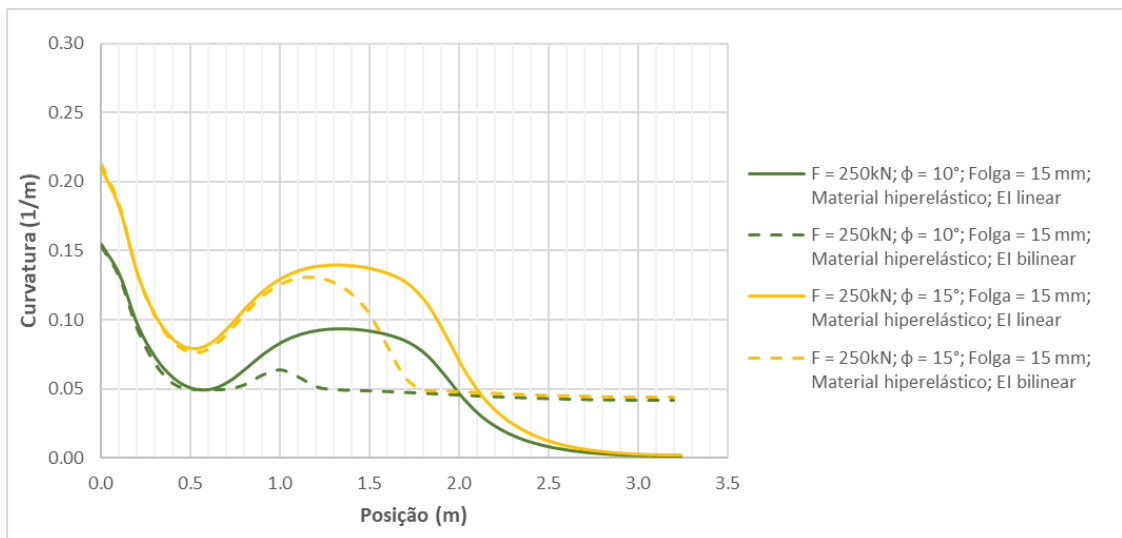


Figura 63 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* com folga de 15 mm (F=250 kN; $\phi = 10^\circ / 15^\circ$)

5.3 Modelo numérico de enrijecedor à flexão para I-tube

Nesta seção, o comportamento do *bend stiffener* foi avaliado em uma configuração I-tube. Nesta condição, o enrijecedor fica fixado (engastado) em uma posição afastada do conector de topo, conforme ilustrado na Figura 9. Muitos *softwares* comerciais utilizados para o projeto iterativo de enrijecedor desconsideraram essa distância para avaliação do acessório na fase de projeto.

Nas análises numéricas apresentadas nesta seção, o poliuretano foi modelado com o comportamento não-linear elástico simétrico apresentado no CAPÍTULO 3. Um estudo comparativo foi realizado para avaliar as diferenças entre os resultados obtidos com o enrijecedor tradicional e o enrijecedor para I-tube com diferentes comprimentos de duto flexível acima do *bend stiffener*.

5.3.1 Geometria

A geometria do enrijecedor ilustrada na Figura 42 foi utilizada nesse estudo para possibilitar a comparação dos resultados obtidos com os dois arranjos. Já o duto flexível foi modelado com três diferentes comprimentos, conforme apresentado na Tabela 8, onde L_1' , L_2' e L_3' são os comprimentos de duto flexível acima do *bend stiffener* para cada um dos casos analisados:

Tabela 8 – Comprimento do duto flexível na configuração I-tube

Comprimento 1 ($L_1' = 1$ m)	$L_1 = 4,2$ m
Comprimento 2 ($L_2' = 5$ m)	$L_2 = 8,2$ m
Comprimento 3 ($L_3' = 10$ m)	$L_3 = 13,2$ m

As análises realizadas com os diferentes comprimentos de duto flexível foram realizadas, considerando uma folga de 10 mm entre o enrijecedor e o duto flexível.

5.3.2 Malha

As malhas utilizadas nas análises numéricas estão apresentadas na Figura 58, Figura 65 e Figura 66. O *riser* e o enrijecedor foram modelados da mesma forma que o modelo apresentado na seção 5.2.2. A única diferença é a quantidade de elementos e nós do *riser*, uma vez que o comprimento do duto foi variado conforme indicado na Tabela 8.

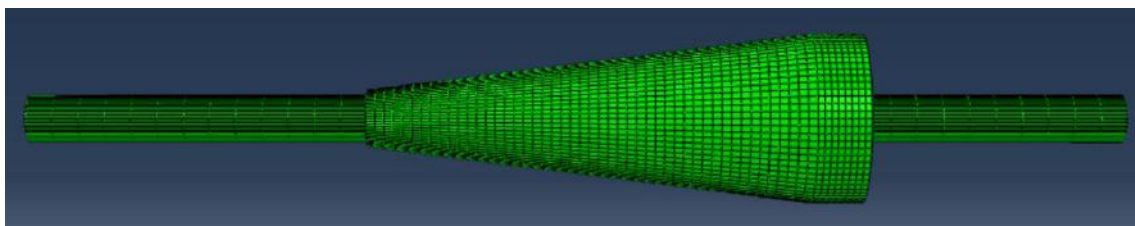


Figura 64 – Malha formada pelo enrijecedor e pelo *riser* ($L_1' = 1$ m)

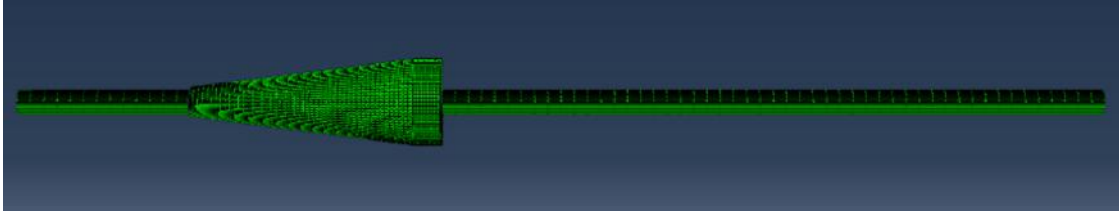


Figura 65 – Malha formada pelo enrijecedor e pelo *riser* ($L_2' = 5$ m)

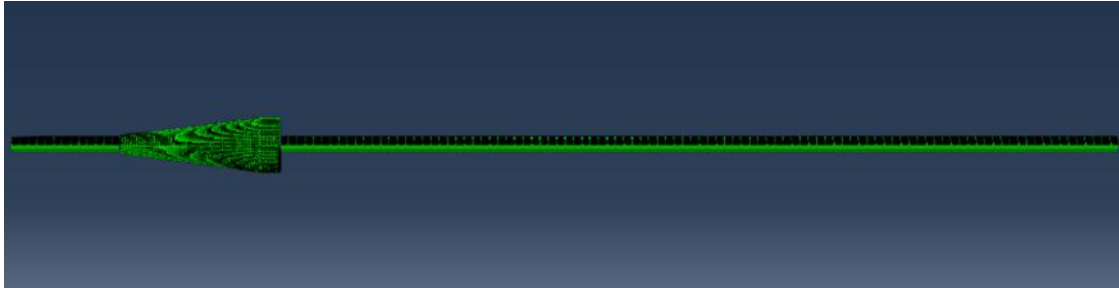


Figura 66 – Malha formada pelo enrijecedor e pelo *riser* ($L_3' = 10$ m)

5.3.3 Condições de contorno e carregamento

A condição de simetria em relação ao eixo z também foi utilizada nestes modelos, conforme ilustrado na Figura 67. Com essa condição de contorno apenas metade do conjunto é analisada e conseqüentemente, o tempo necessário para executar a análise é reduzido.

A diferença em relação ao modelo apresentado na seção 5.2.2 se deve pelo afastamento da posição de engaste do duto flexível da posição de engaste do enrijecedor.

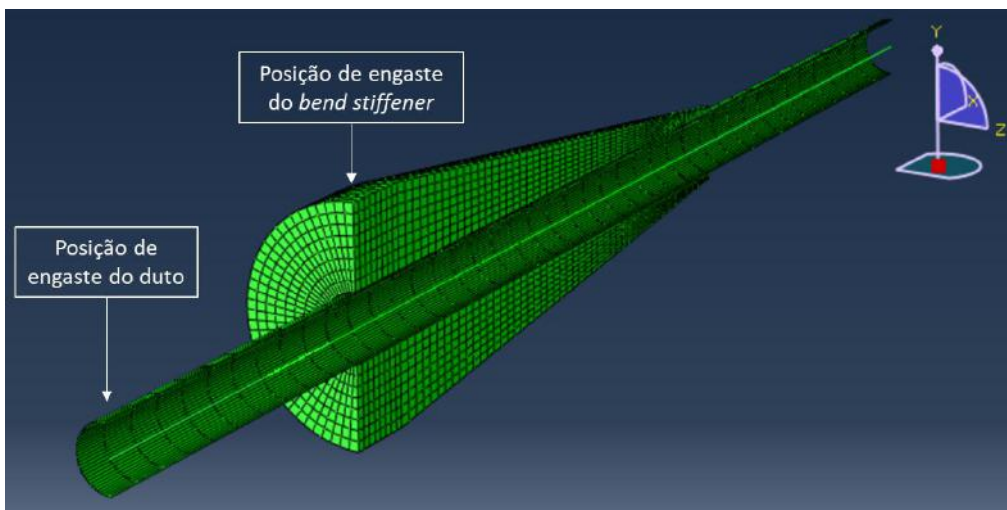


Figura 67 – Plano de simetria; Posição de engaste do duto e do *bend stiffener* em relação ao eixo x ($L_1' = 1$ m)

As condições de carregamento analisadas correspondem às cargas axiais de 62,5 kN, 125 kN e 250 kN com uma rotação de 45° com os eixos x e y, conforme as análises realizadas na seção 5.2.2.

5.3.4 Resultados

A Figura 68 ilustra a configuração deformada do *riser* engastado 1m acima do enrijecedor quando submetido a um carregamento de 62,5kN com uma rotação de 45 graus com a vertical. Já a Figura 69 e a Figura 70 apresentam a configuração deformada do *riser* engastado 5m e 10m acima do enrijecedor, respectivamente, quando submetido ao mesmo carregamento.

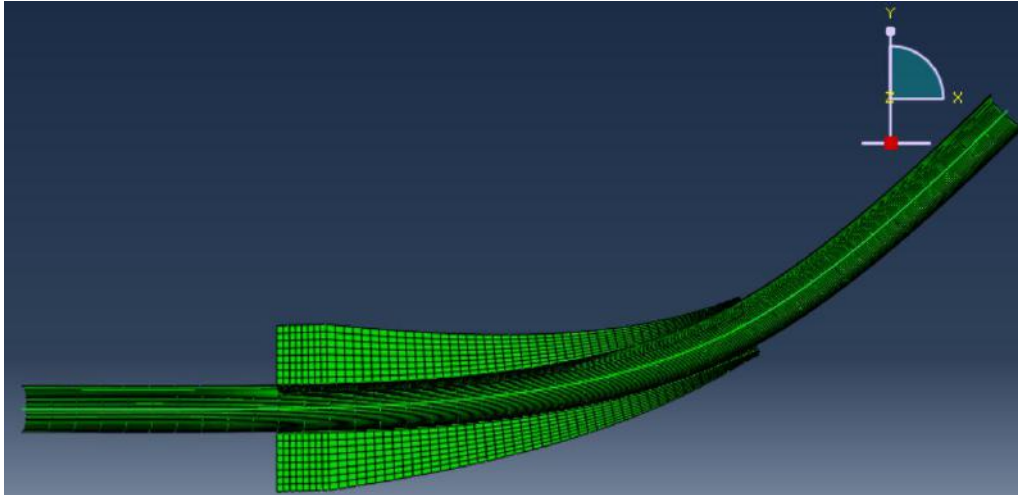


Figura 68 – Configuração deformada do conjunto *riser* – *bend stiffener* ($F=62,5$ kN; Folga=10mm; $L_1'=1$ m)

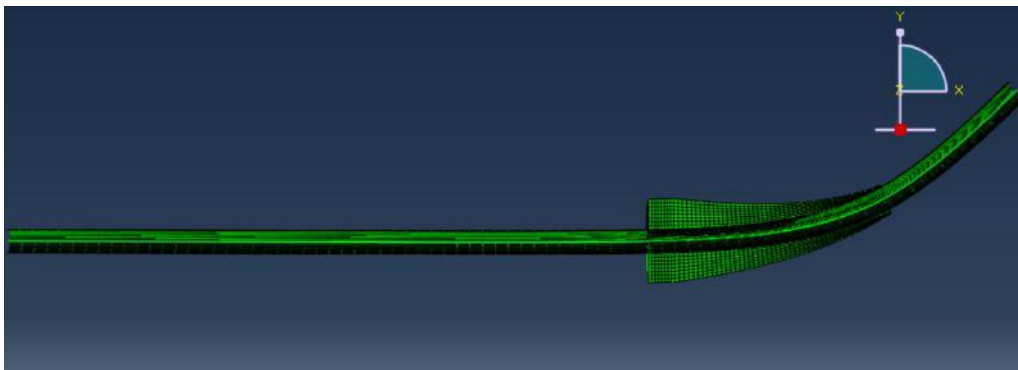


Figura 69 – Configuração deformada do conjunto *riser* – *bend stiffener* ($F=62,5$ kN; Folga=10mm; $L_2'=5$ m)

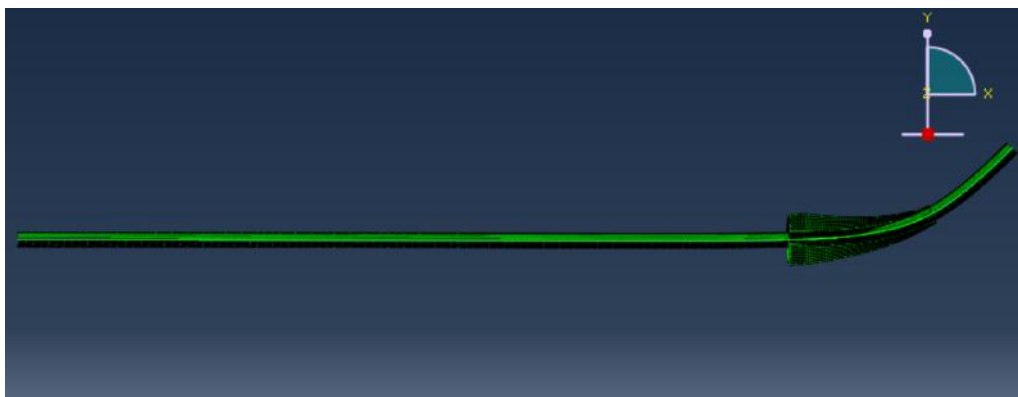


Figura 70 – Configuração deformada do conjunto *riser* – *bend stiffener* ($F=62,5$ kN; Folga=10mm; $L_3'=10$ m)

A Figura 71, Figura 72, Figura 73 e Figura 74 mostram a variação de curvatura do duto flexível ao longo de seu comprimento. A referência $x=0$ corresponde à base do *bend stiffener* (posição de engaste).

A partir dos gráficos apresentados para os carregamentos de 62,5 kN, 125 kN e 250 kN, observa-se, primeiramente, que as análises realizadas com a configuração I-tube ($L_1'=1$ m, $L_2'=5$ m e $L_3'=10$ m) apresentaram resultados de curvatura similares ao longo do segmento de duto flexível. Além disso, nota-se que o *riser* na configuração engastada junto ao enrijecedor (configuração *standard*) apresentou valores de curvatura superiores, entre aproximadamente $x=0$ e $x=0,5$, quando comparado aos *risers* na configuração I-tube.

As análises na configuração I-tube indicam uma pequena curvatura do *riser* antes do início do *bend stiffener* ($x<0$). Observa-se que à medida que a carga é elevada, a curvatura do *riser* antes do início da *bend stiffener* aumenta, conforme observado na Figura 74.

Em relação ao ponto de máxima curvatura, nota-se que não houve alteração nas análises com os carregamentos de 62,5 kN e 125 kN. Já nas análises com a carga de 250 kN, verifica-se uma mudança na posição e no valor da curvatura máxima. Enquanto na configuração *standard*, a curvatura máxima foi de $0,47\text{m}^{-1}$ na região de engaste, nas análises na configuração I-tube a curvatura máxima foi de $0,42\text{m}^{-1}$ em $x=1,3$ m. É válido mencionar que esse valor de curvatura em $x=1,3$ m também foi verificado na análise com o *riser* engastado junto do enrijecedor. A mudança na posição do ponto de máxima curvatura, na realidade, ocorreu devido a uma redução significativa da curvatura na região de engaste do *bend stiffener*.

Com base nos gráficos apresentados na Figura 71, Figura 72 e Figura 73, verifica-se que a diferença de curvatura na base do enrijecedor ($x=0$) entre as duas configurações aumenta à medida que a carga axial é elevada (Tabela 9). A Tabela 9 apresenta os valores de curvatura obtidos com as duas configurações de acordo com o carregamento aplicado e a diferença entre eles.

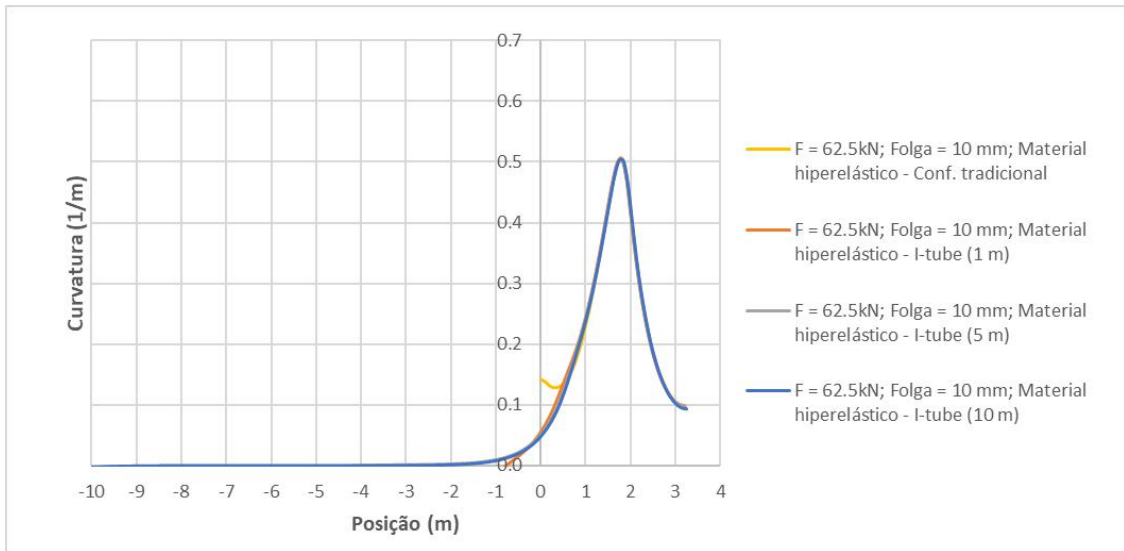


Figura 71 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* (F=62,5 kN)

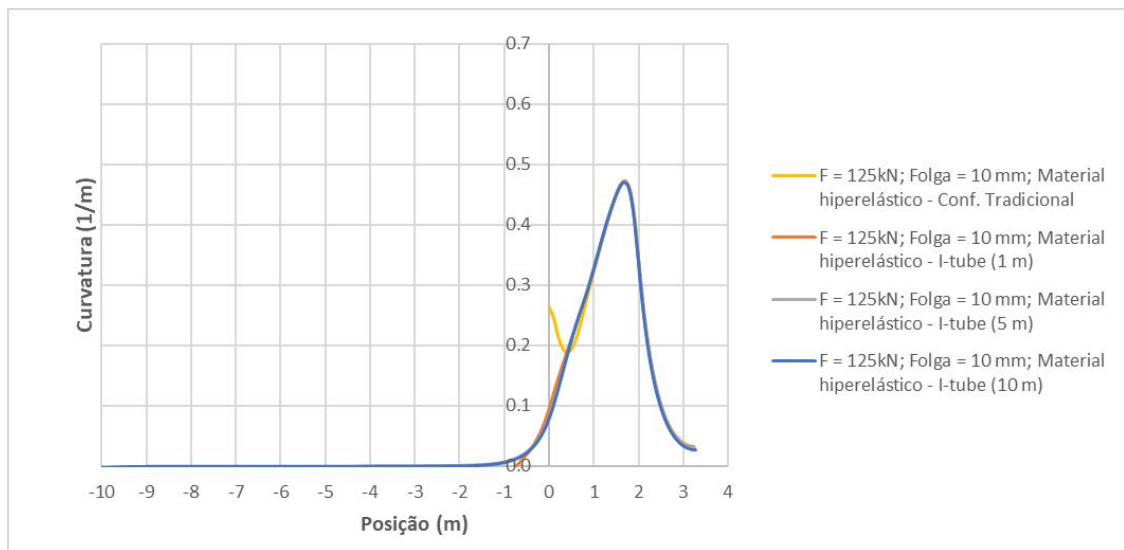


Figura 72 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* (F=125 kN)

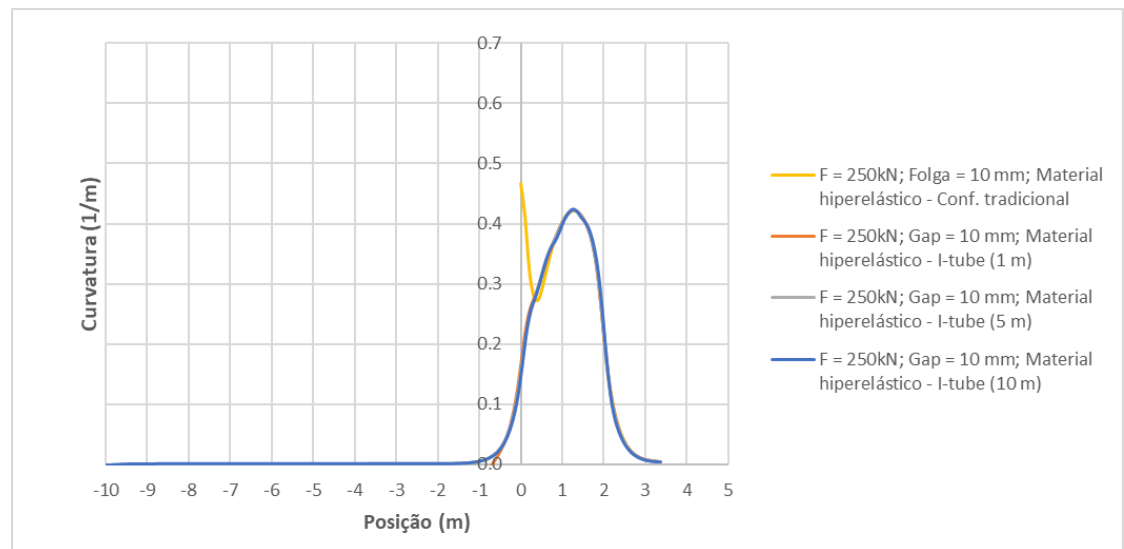


Figura 73 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* (F=250 kN)

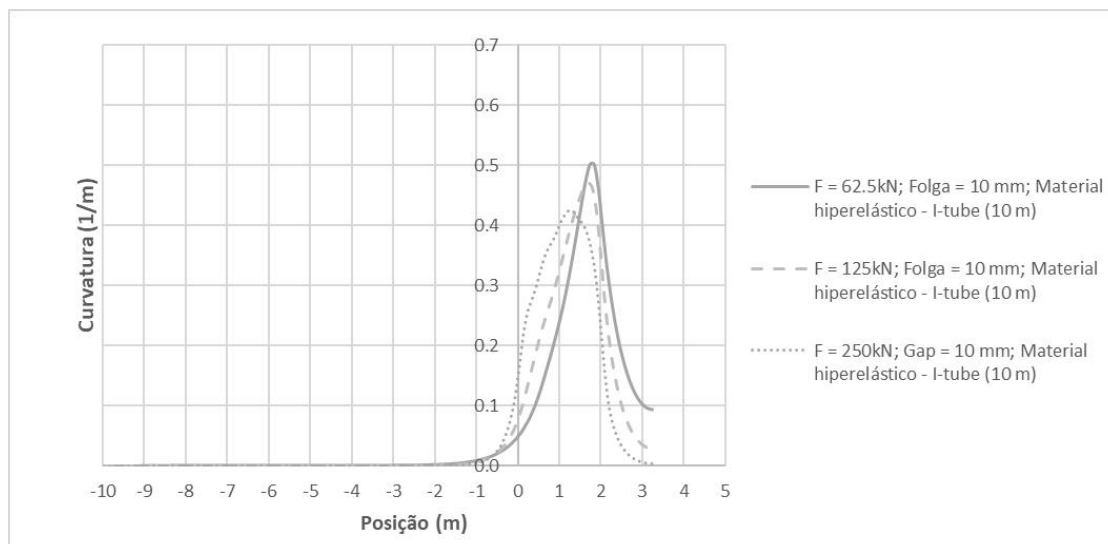


Figura 74 – Distribuição de curvatura ao longo do *riser* (material hiperelástico)

Tabela 9 – Diferença entre as curvaturas em $x=0$ – Configurações *standard* e I-tube

Carga (kN)	Curvatura (m^{-1})		
	Configuração <i>Standard</i>	Configuração I-tube	Diferença
62,5	0,142	0,048	0,094
125	0,262	0,079	0,183
250	0,467	0,148	0,319

5.4 Modelo numérico de enrijecedor à flexão com geometria complexa para I-tube

Muitos trabalhos já foram publicados, considerando o enrijecedor à flexão como um cone polimérico simples, conforme apresentado na Figura 42. No entanto, o enrijecedor à flexão é normalmente formado por um corpo de poliuretano com geometria complexa e por peças metálicas que tem interface com a parte polimérica. SOUZA [36] desenvolveu um modelo em elementos finitos de um enrijecedor à flexão com geometria complexa e apresentou um estudo paramétrico. Com base na geometria apresentada por SOUZA [36], foram desenvolvidos modelos de um enrijecedor à flexão com geometria complexa para este trabalho. As análises foram realizadas, considerando o material não linear elástico simétrico e uma folga de 10 mm entre o *riser* e enrijecedor.

Três análise comparativas foram realizadas. O primeiro estudo teve como objetivo avaliar o comportamento do *riser* flexível na configuração I-tube com um enrijecedor à flexão com e sem *sleeve*, luva metálica localizada ao redor da área cilíndrica com o maior diâmetro externo (Figura 19 (b)). A segunda análise comparativa foi realizada com três diferentes modelos: enrijecedor na configuração *standard*, enrijecedor na configuração I-tube e enrijecedor com estrutura prolongadora / *liner* na configuração I-tube. Por fim, foram realizadas análises complementares do enrijecedor com estrutura prolongadora / *liner* na configuração I-tube com diferentes carregamentos com rotação de 15° .

5.4.1 Geometria

A geometria do enrijecedor à flexão utilizada nas análises apresentadas na seção 5.4 é formada por 4 seções: uma seção cilíndrica vazada de diâmetro externo “B”, diâmetro interno “C” e comprimento “G”, conhecida como *tip*, uma seção cônica vazada com diâmetro externo maior “H”, diâmetro externo menor “B”, diâmetro interno “C” e comprimento “E+F”, uma quebra angular gerada pelo comprimento “F” e o diâmetro externo “A”, e uma seção cônica vazada com diâmetro externo “A”, diâmetro interno “C” e comprimento “D”. O cone formado pelas dimensões “H”, “E+F”, “B” e “C” possui as mesmas medidas utilizadas no cone analisado na seção anterior e apresentado na Figura 42.

A Tabela 10 apresenta as dimensões das cotas indicadas na Figura 75.

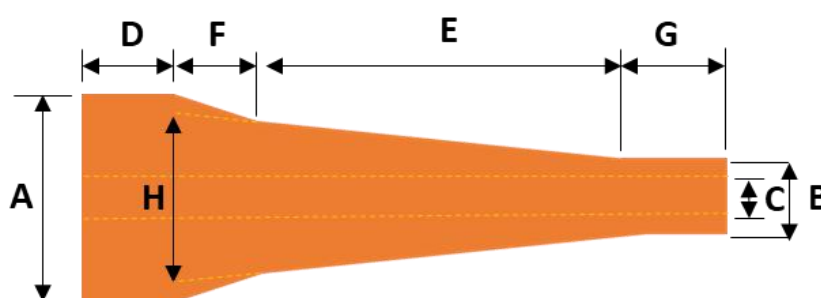


Figura 75 –Enrijecedor à flexão com geometria complexa

Tabela 10 – Dimensões do enrijecedor à flexão com geometria complexa

A	0,750 m	E	1,500 m
B	0,220 m	F	0,200 m
C	0,190 m	G	0,200 m
D	0,200 m	H	0,650 m

A Tabela 7 apresenta o diâmetro externo do *riser* utilizado nas análises e os comprimentos de *riser* analisados na configuração tradicional (L_1) e na configuração I-tube (L_2).

Tabela 11 – Geometria do duto flexível

Diâmetro externo (folga = 10 mm)	$D_{ext} = 0,180$ m
Comprimento do riser 1	$L_1 = 3,2$ m
Comprimento do riser 2 ($L_2' = 10$ m)	$L_2 = 13,2$ m

No estudo realizado com a estrutura prolongadora / *liner*, a geometria inteiriça ilustrada na Figura 76 foi considerada para representar essa peça. Vale destacar que o diâmetro interno utilizado na parte inferior foi considerado igual ao diâmetro interno do *bend stiffener* (“C”).

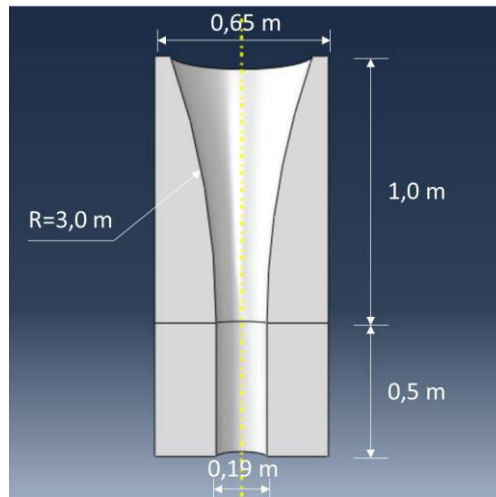


Figura 76 – Estrutura prolongadora / liner

5.4.2 Malha

A malha utilizada para modelar o conjunto formado pelo conjunto enrijecedor - riser flexível é formada por 145314 nós e 71768 elementos (Figura 78). Os elementos escolhidos foram os mesmos das análises numéricas anteriores descritos na seção 5.1.2. As malhas geradas para essas análises foram mais discretizadas que as malhas utilizadas nas análises anteriores, devido às descontinuidades geométricas presentes na geometria complexa do enrijecedor à flexão.

A Figura 77 ilustra com mais detalhes a malha enrijecedor à flexão com geometria complexa.

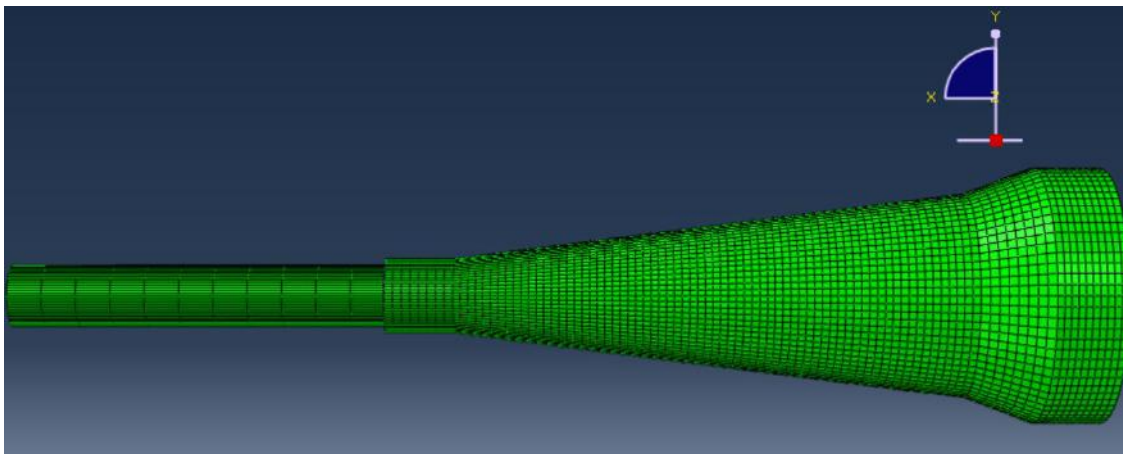


Figura 77 – Malha do enrijecedor à flexão com geometria complexa e do riser na configuração *standard*

A Figura 78 apresenta a malha do conjunto na configuração I-tube. Já a Figura 79 ilustra um trecho do riser no plano de simetria com destaque para a estrutura prolongadora / liner acoplada ao bend stiffener.



Figura 78 – Malha do enrijecedor à flexão com geometria complexa e do *riser* na configuração I-tube

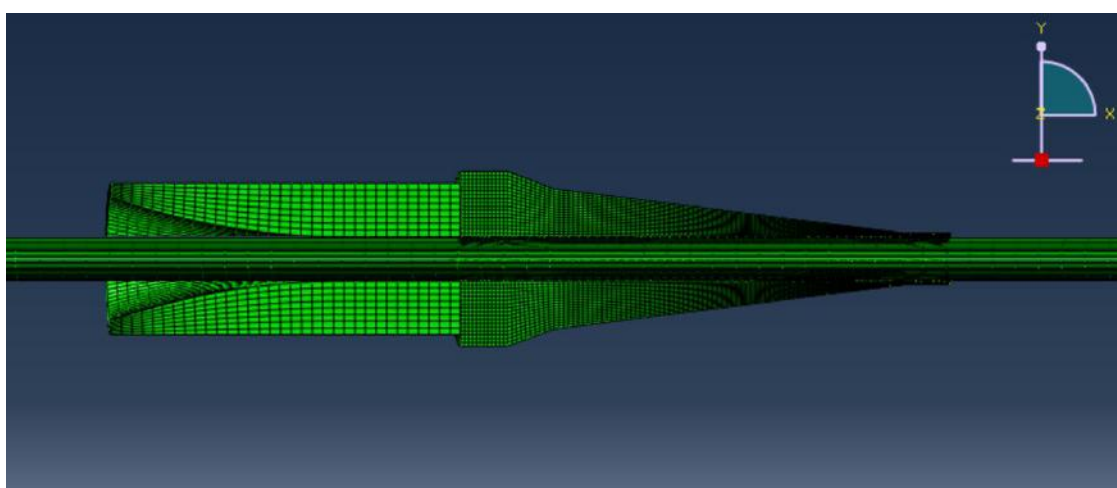


Figura 79 – Malha do enrijecedor à flexão, da estrutura prolongadora / *liner* e do *riser* na configuração I-tube

5.4.3 Condições de contorno e carregamento

Nas análises realizadas nessa seção, a condição de simetria em relação ao eixo z também foi utilizada para reduzir o tempo de análise. Na configuração I-tube, o *riser* foi modelado engastado afastado do *bend stiffener* ($x=-10\text{m}$). Já na configuração tradicional, o *riser* foi engastado na mesma posição em relação ao eixo x que o *bend stiffener*.

Para avaliar a influência do *sleeve* no comportamento do *riser*, foi utilizada a condição de contorno $U_2=0$. Dessa forma, não foi necessário modelar o corpo do *sleeve* metálico para representá-lo. Com essa condição de contorno, a deformação radial do enrijecedor na região cilíndrica da base é restringida. Conforme descrito por KIEPPER [31], a presença do *sleeve*, nos modelos estudados por ele, aumentou a rigidez do enrijecedor na região cilíndrica e não foi observada deformação radial nesta região.

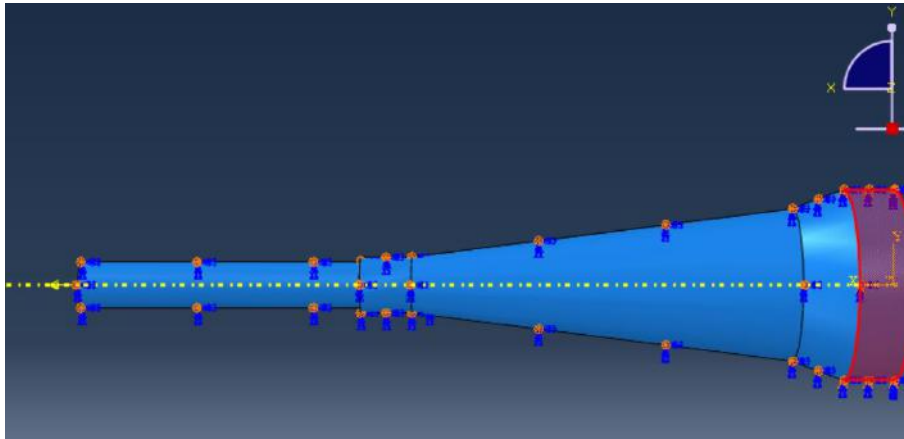


Figura 80 – Superfície em que a condição de contorno $U_2=0$ foi aplicada (região da luva ou *sleeve*)

Nas análises realizadas com a estrutura prolongadora / *liner*, foi utilizada primeiramente a condição de engaste da superfície indicada na Figura 81 para evitar o deslocamento desta peça. Com o objetivo de analisar também o efeito da angulação do *bend stiffener* na região da boca de sino ilustrada na Figura 24, a extremidade superior do *riser* foi rotacionada em 7 graus, conforme apresentado na Figura 82. Além disso, para manter o comprimento de 10 m de *riser* acima do *bend stiffener* e engastar o *riser*, a extremidade do duto foi deslocada 1,219 m em U_2 e 0,075 m em U_1 , conforme indicado na Equação (48) e Equação (49) e apresentado na Figura 82.

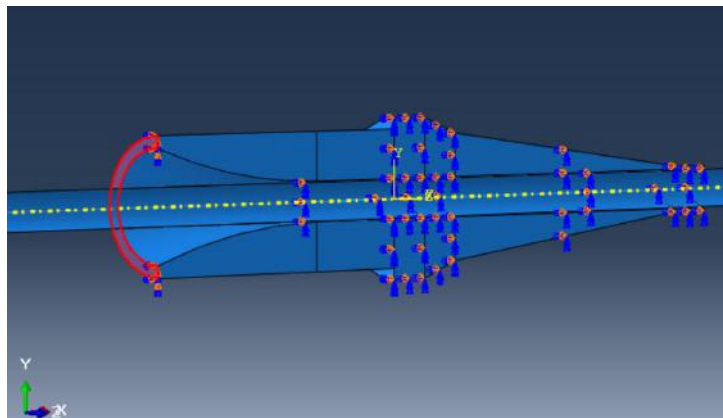


Figura 81 – Região de engaste da estrutura prolongadora / *liner*

$$\begin{aligned}
 y_1 &= 10 \cdot \text{sen}(7^\circ) = 1,219 \text{ m} \\
 \Delta y &= 1,219 - 0 = 1,219 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{48}$$

$$\begin{aligned}
 x_1 &= 10 \cdot \text{cos}(7^\circ) = 9,925 \text{ m} \\
 \Delta x &= 10 - 9,925 = 0,075 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{49}$$

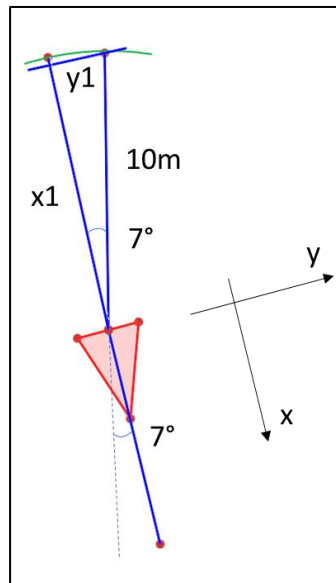


Figura 82 – Esquema ilustrativo da rotação realizada na extremidade superior do *riser*

As condições de carregamento analisadas correspondem às cargas axiais de 62,5 kN, 125 kN e 250 kN com uma rotação de 45 graus com os eixos x e y, conforme já realizado nas análises apresentadas anteriormente. Ao final da seção 5.4.4.2, um estudo complementar foi realizado com esses três carregamentos e uma rotação de 15 graus.

5.4.4 Resultados

5.4.4.1 Análise de enrijecedor à flexão com *sleeve*

A Figura 83 e a Figura 84 ilustram a configuração deformada do conjunto *riser* - enrijecedor com geometria complexa na configuração I-tube com e sem *sleeve* respectivamente, quando submetido a um carregamento de 250 kN com uma rotação de 45 graus com a vertical.

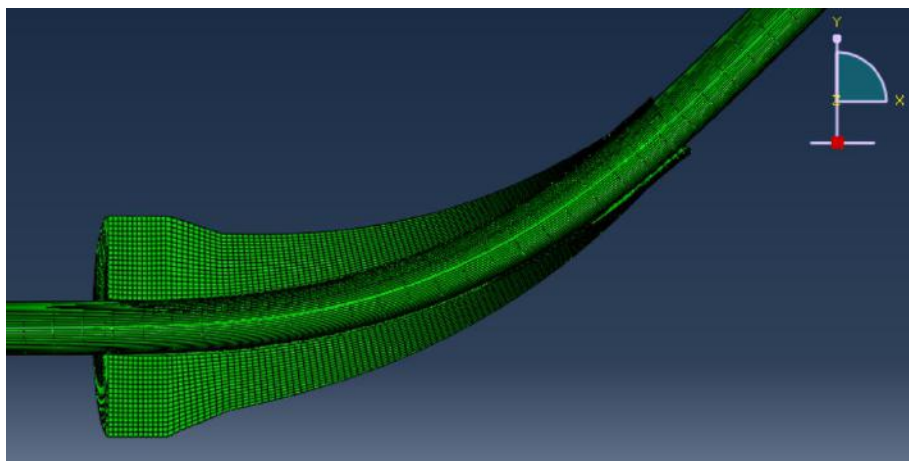


Figura 83 – Configuração deformada do *bend stiffener* com geometria complexa com *sleeve* em configuração I-tube ($L' = 10$ m)

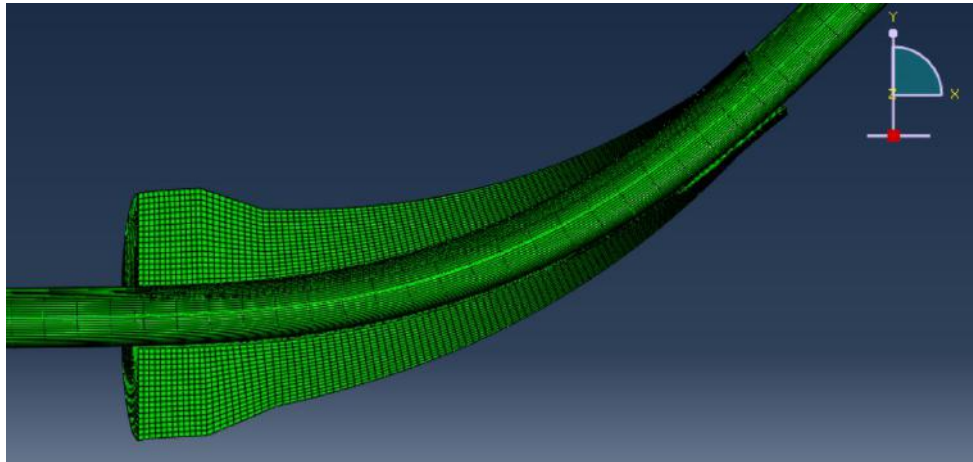


Figura 84 – Configuração deformada do *bend stiffener* com geometria complexa sem *sleeve* em configuração I-tube ($L'=10$ m)

As análises realizadas mostram uma variação de curvatura muito pequena ao longo do *riser*. Na região próxima à base do enrijecedor, observa-se uma pequena redução de curvatura quando o *sleeve* é considerado. Já no ponto de máxima curvatura, nota-se um pequeno aumento, conforme ilustrado pelas curvas tracejadas na Figura 85.

A variação de curvatura é pequena ao longo do *riser* para o estudo de caso analisado, pois a parte cilíndrica em poliuretano já possui elevada rigidez devido ao grande diâmetro externo. Por esse motivo, a utilização do *sleeve* não alterou significativamente o comportamento do *riser* nessas análises.

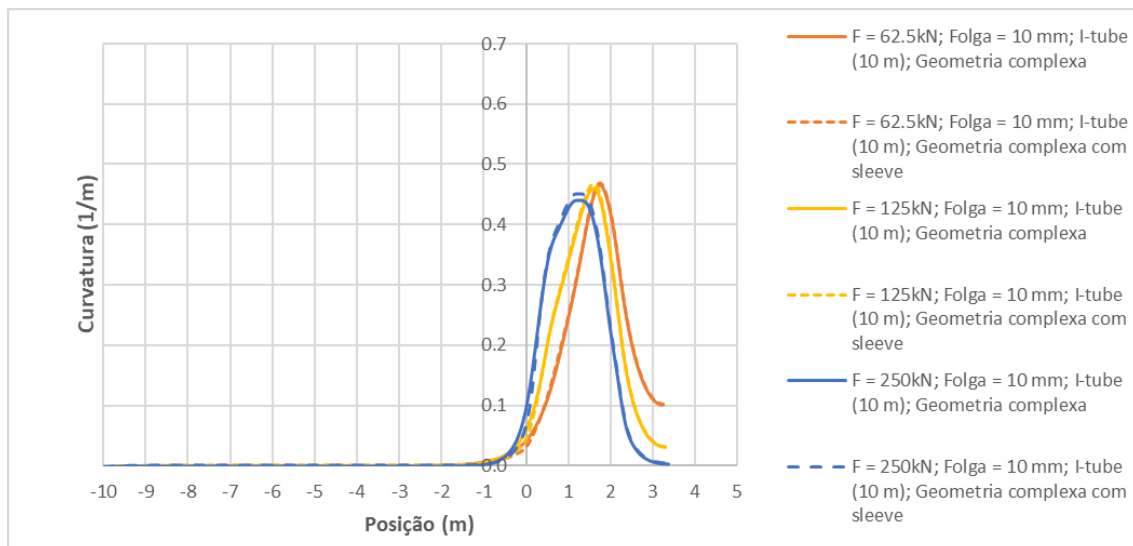


Figura 85 – Variação de curvatura ao longo do *riser* com *bend stiffener* de geometria complexa

A Figura 86 apresenta o deslocamento da linha de centro para os diferentes carregamentos. É possível observar pequenas diferenças entre as gráficos das análises realizadas. As curvas com *bend stiffener* de geometria complexa com *sleeve* têm uma inclinação ligeiramente menor próximo à base do enrijecedor e o deslocamento em y da extremidade livre do *riser* nessas análises é um pouco menor.

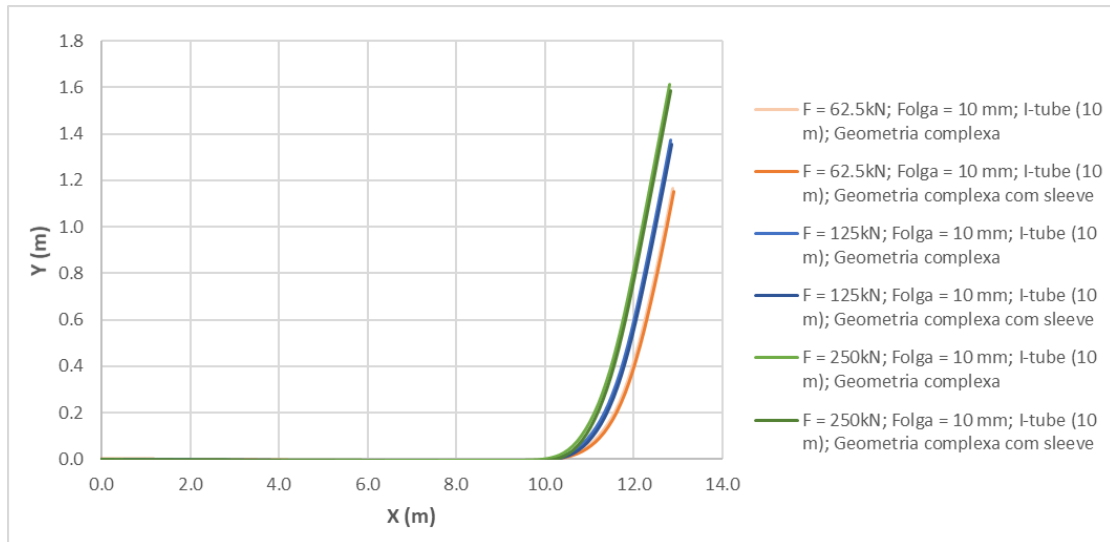


Figura 86 –Deslocamento da linha de centro do *riser* quando submetido a diferentes carregamentos – *Bend stiffener* sem e com sleeve

Com base na Figura 87, observa-se também que a área do poliuretano com a maior deformação está localizada na posição em que ocorre a mudança de inclinação do cone, “D + F” a partir da base do *bend stiffener* (Figura 75). Essa verificação também foi descrita por DEMANZE na ref. [34].

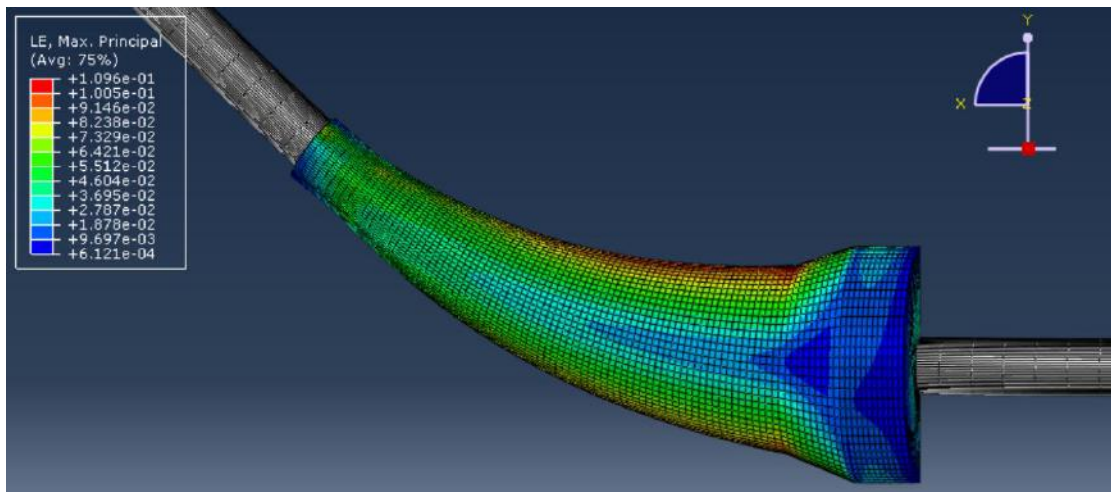


Figura 87 –Deslocamento da linha de centro do *riser* quando submetido a diferentes carregamentos – *Bend stiffener* sem e com sleeve

5.4.4.2 Análise de enrijecedor à flexão com estrutura prolongadora / *liner* e angulação do *bell mouth*

A Figura 88 e a Figura 89 ilustram a configuração deformada do conjunto *riser* – enrijecedor à flexão com geometria complexa na região do *bell mouth*. Nessas figuras, é possível notar que o *bend stiffener* está rotacionado em relação ao *riser*, condição de contorno descrita na seção 5.4.3.

Através das diferentes cores do *riser* (viga), verifica-se que a curvatura começa a aumentar na região da estrutura prolongadora com raio. Depois, a curvatura é reduzida na região cilíndrica vazada e aumenta novamente no início do *bend stiffener*.

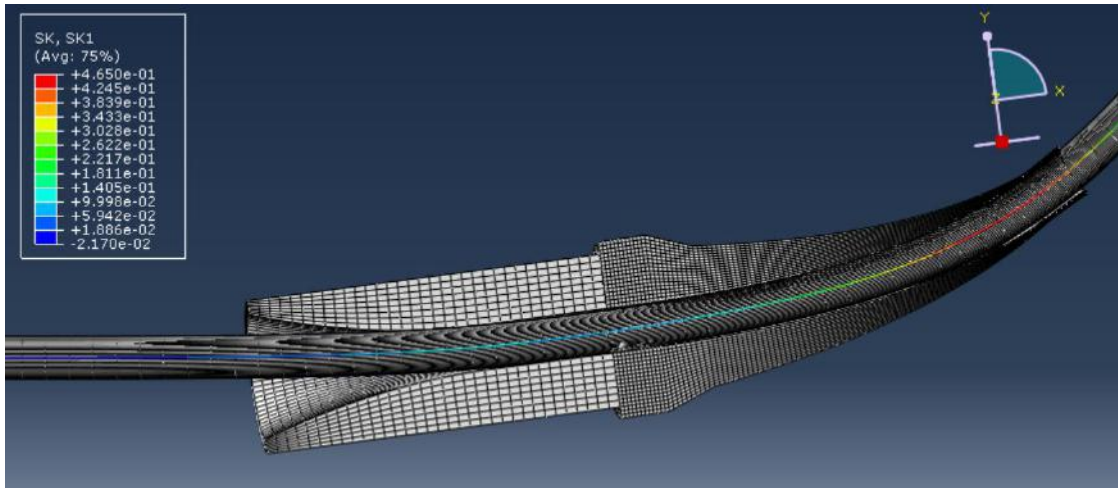


Figura 88 – Configuração deformada do *bend stiffener* com estrutura prolongadora rotacionado na região do *bell mouth* ($F=62,5\text{kN}$; $\phi=45^\circ$)

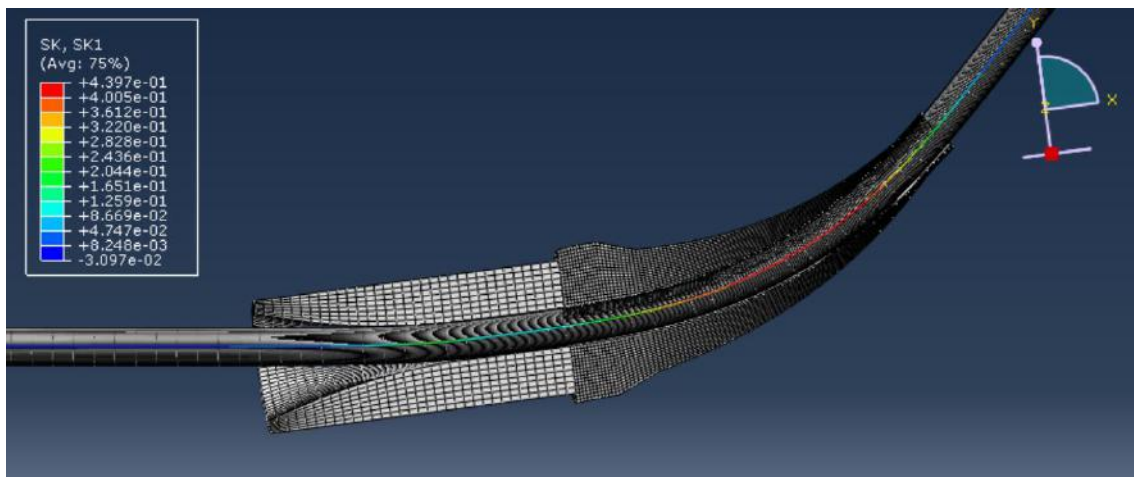


Figura 89 – Configuração deformada do *bend stiffener* com estrutura prolongadora rotacionado na região do *bell mouth* ($F=250\text{kN}$; $\phi=45^\circ$)

A partir dos gráficos apresentados na Figura 90, Figura 91 e Figura 92, observa-se que quanto maior o carregamento axial aplicado, maior a curvatura do *riser* na região da estrutura prolongadora / *liner*. Além disso, verifica-se que quanto maior a carga aplicada, maior a diferença de curvatura na região de engaste do *bend stiffener* entre os modelos na configuração I-tube e na configuração tradicional, conforme já descrito na seção 5.3.4. Após aproximadamente 0,5m a partir da base do enrijeecedor, os modelos com o mesmo carregamento apresentaram curvaturas bem próximas ao longo do comprimento do duto.

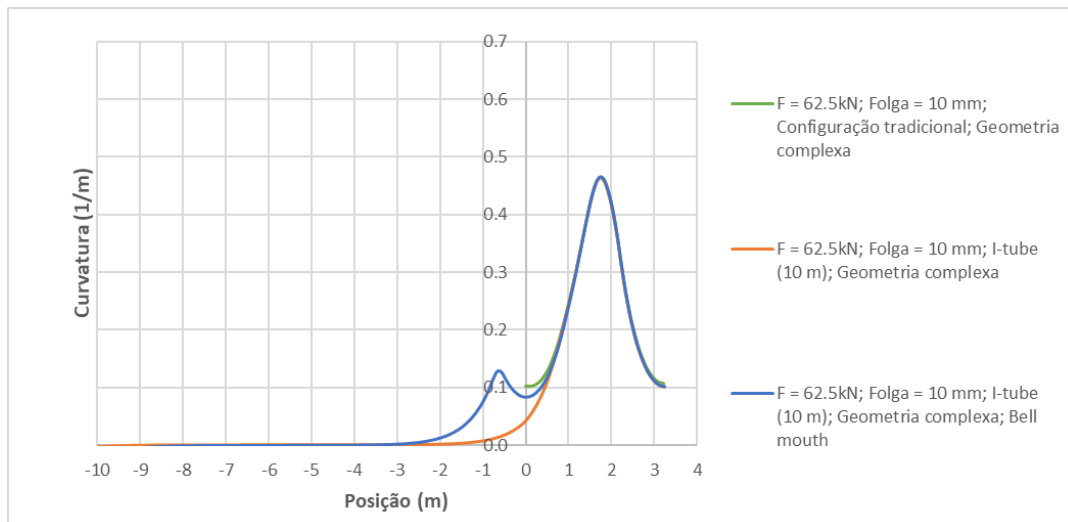


Figura 90 – Variação de curvatura do duto com *bend stiffener* de geometria complexa na configuração tradicional e configuração I-tube sem rotação e com rotação (F=62,5kN)

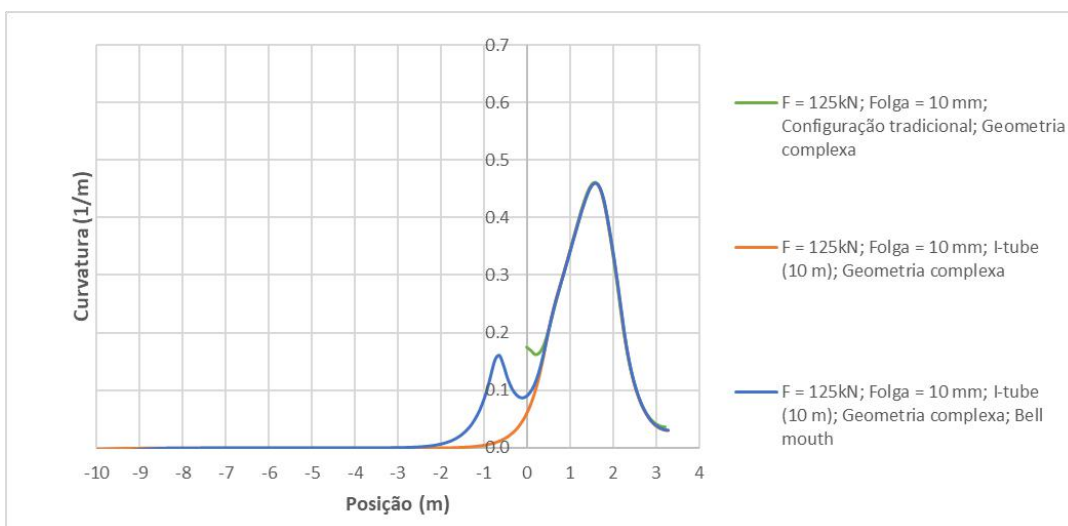


Figura 91 – Variação de curvatura do duto com *bend stiffener* de geometria complexa na configuração tradicional e configuração I-tube sem rotação e com rotação (F=125kN)

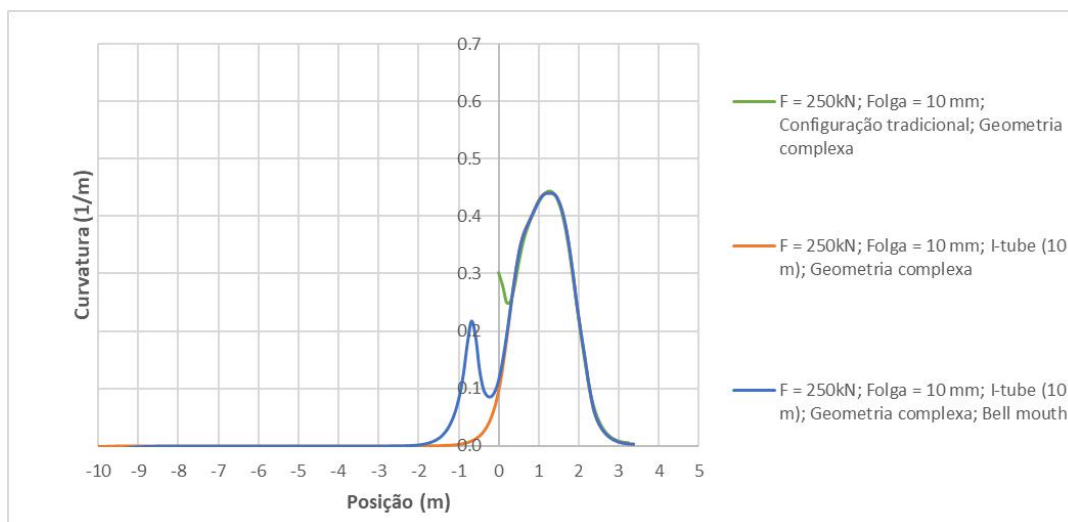


Figura 92 – Variação de curvatura do duto com *bend stiffener* de geometria complexa na configuração tradicional e configuração I-tube sem rotação e com rotação (F=250kN)

A Tabela 12 apresenta as diferenças de curvatura quando os modelos na configuração I-tube com a estrutura prolongadora e rotação na região do *bell mouth* são comparados com os modelos analisados na configurações tradicional e I-tube. Com base nos valores apresentados, observa-se uma redução de curvatura quando os modelos na configuração I-tube com a estrutura prolongadora são comparado com a configuração tradicional. Já a diferença entre os modelos na configuração I-tube com e sem rotação na região do *bell mouth* se mostrou pequena. A partir da Tabela 13, verifica-se o aumento de curvatura na região da estrutura prolongadora com o aumento do carregamento axial aplicado.

Tabela 12 – Diferença entre as curvaturas em $x=0$ – Configuração I-tube com rotação em relação às configurações *standard* e I-tube

Carga (kN)	Curvatura (m^{-1})				
	Configuração I-tube com rotação	Configuração <i>Standard</i>	Diferença	Configuração I-tube	Diferença
62,5	0.054	0.102	-0.048	0.045	0.009
125	0.063	0.175	-0.111	0.072	-0.008
250	0.124	0.302	-0.178	0.107	0.017

Tabela 13 – Curvatura máxima do *riser* na região da estrutura prolongadora

Carga (kN)	Curvatura (m^{-1})
	Configuração I-tube com rotação
62,5	0.128
125	0.161
250	0.218

A Figura 93 indica a angulação do duto ao longo do seu comprimento. A partir das três curvas apresentadas, nota-se que praticamente não há variação angular no duto antes da região de engaste entre os modelos analisados com os diferentes carregamentos.

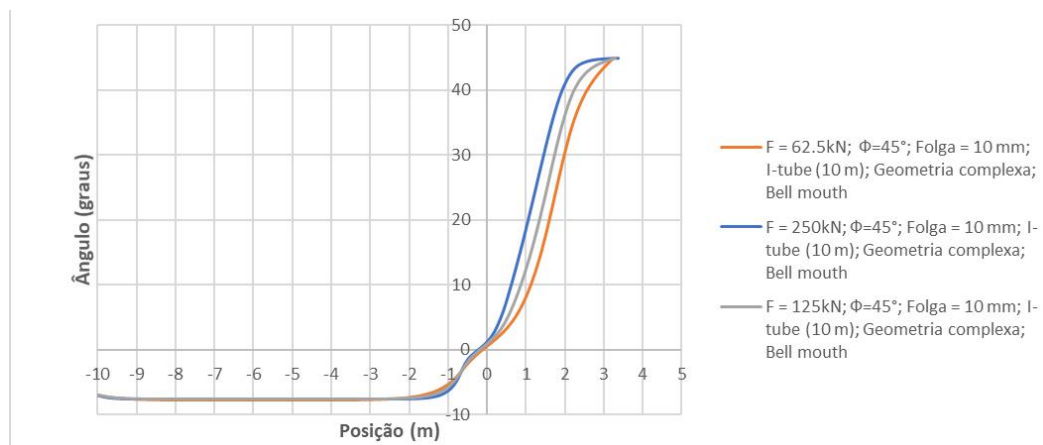


Figura 93 – Ângulo em função do segmento deformado - *Bend stiffener* de geometria complexa na configuração I-tube com rotação

Com o objetivo de verificar o efeito da rotação na região *bell mouth* com ângulos menos severos, foram realizadas análises com as cargas de 62,5 kN, 125 kN e 250 kN com uma rotação de 15 graus. Conforme apresentado na Figura 94, a curvatura do *riser* antes do início do *bend stiffener* praticamente não variou com a redução significativa do ângulo. Dessa forma, verifica-se que a carga é um parâmetro determinante na curvatura do duto nessa região com base no modelo desenvolvido. Além disso, observa-se que nas curvas dos modelos analisados com os carregamentos de 125 kN e 250 kN, a curvatura na região do *bell mouth* se mostrou maior que a curvatura na região do *bend stiffener*, enquanto que as análises com a carga de 62,5 kN apresentaram curvatura máxima bem próximas antes e depois do *bend stiffener*.

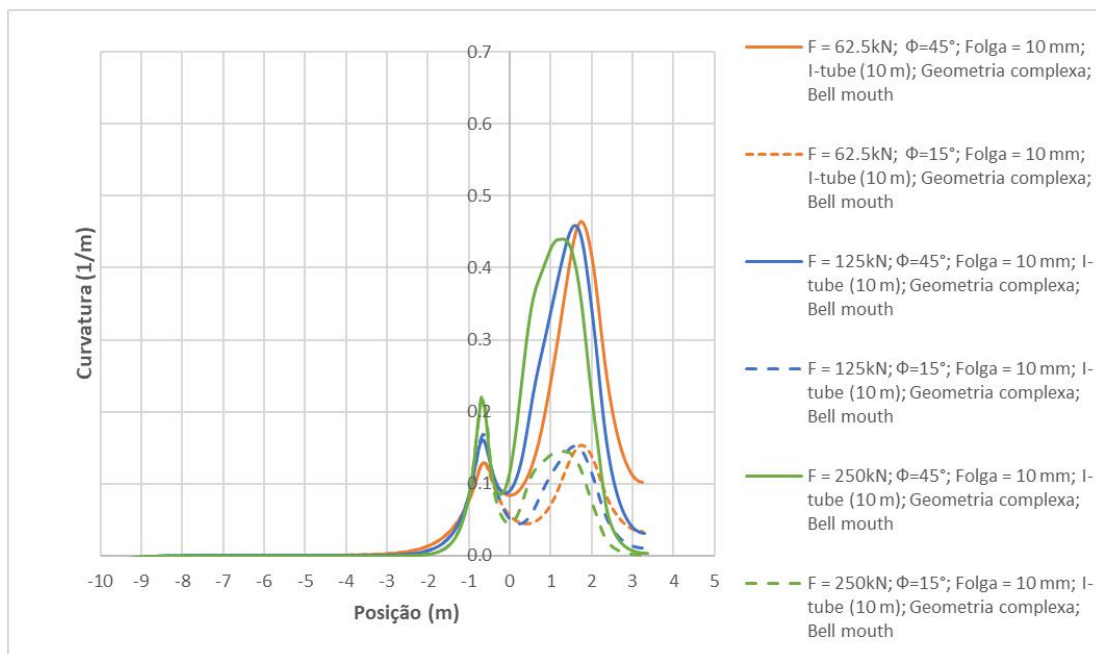


Figura 94 – Variação de curvatura do duto com *bend stiffener* de geometria complexa na configuração I-tube com rotação ($\Phi = 45^\circ$ e 15°)

É válido mencionar que a estrutura prolongadora, na realidade, é formada por peças metálicas e um *liner* polimérico. Neste trabalho, essa peça foi modelada de forma simplificada inteiraça com um módulo de elasticidade excessivamente elevado para fornecer elevada rigidez e evitar deformações e deslocamentos em relação à região de engaste do *bend stiffener*. Para realizar um estudo mais detalhado na região da estrutura prolongadora / *liner*, deve-se modelar o *liner* com as propriedades reais do material polimérico. Além disso, outras geometrias podem ser estudadas para realizar um estudo mais abrangente.

CAPÍTULO 6 CONCLUSÃO

O objetivo principal deste trabalho foi estudar o comportamento do *riser* flexível na conexão de topo em uma configuração I-tube. Foram desenvolvidos modelos em elementos finitos para analisar também o impacto do material, o efeito da folga e a influência da utilização do *sleeve* no comportamento do duto.

A partir dos resultados apresentados na seção 5.2, observou-se que a modelagem correta do material é importante para obtenção de resultados confiáveis. A utilização do material na análise numérica com comportamento linear elástico, dependendo do módulo secante selecionado, pode impactar nos resultados obtidos em relação ao comportamento do *riser* na conexão de topo.

Nos estudos realizados, variando a folga entre o *riser* e o *bend stiffener*, observou-se que a folga alterou muito pouco a curvatura do *riser* ao longo do enrijecedor nos elevados carregamentos estudados. No entanto, é importante destacar que a folga foi variada apenas entre 5 e 15 mm. Folgas excessivamente grandes não foram avaliadas neste trabalho, mas também não são comuns em aplicações práticas. Vale destacar que ao final do estudo, verificou-se que o perfil de curvatura do *riser* foi reduzido quando o comportamento bilinear do duto foi considerado e carregamentos menos severos com rotações de 10 e 15 graus foram utilizados.

Em relação à configuração do enrijecedor, foram realizadas análises com duas configurações: configuração tradicional (acoplada) e I-tube. Comparando os resultados obtidos com as duas configurações, verifica-se uma redução da curvatura do *riser* próximo à região de engaste do *bend stiffener* na configuração I-tube. Quanto maior o carregamento axial aplicado ao duto, maior foi a redução de curvatura nessa região. A partir desses resultados, verifica-se que a análise da conexão de topo em uma configuração I-tube pode ser analisada de forma menos conservadora, modelando o comprimento de duto flexível livre acima do *bend stiffener*. A redução de curvatura nessa região pode levar a um aumento na vida do *riser* através de uma análise de vida em fadiga menos conservadora. O comprimento do *riser* acima do *bend stiffener* não se mostrou um parâmetro importante. As análises realizadas com os comprimentos de 1m, 5m e 10m apresentaram resultados similares.

Com a geometria complexa do *bend stiffener* na configuração I-tube, foi realizada uma análise complementar para avaliar o impacto do *sleeve* (luva metálica) no comportamento do *riser*. Os modelos desenvolvidos mostram que a variação da curvatura devido à presença do *sleeve* foi muito pequena. Como a parte cilíndrica do enrijecedor em poliuretano já apresenta elevada rigidez, a utilização do *sleeve* não alterou significativamente o comportamento do *riser* no estudo de caso analisado. Na região próxima à base do enrijecedor, foi observada uma pequena redução de curvatura quando o *sleeve* foi considerado. Já no ponto de máxima curvatura, foi observado um pequeno aumento.

Por fim, foi realizada uma análise comparativa entre três diferentes modelos com enrijecedor de geometria complexa: na configuração tradicional, na configuração I-tube,

e na configuração I-tube com estrutura prolongadora / *liner* e rotação na região do *bell mouth*. A partir das análises realizadas, verificou-se que quanto maior o carregamento axial aplicado, maior a curvatura do *riser* na região da estrutura prolongadora com *liner*. A maior diferença em relação ao modelo I-tube se dá na região antes do início do *bend stiffener*. Enquanto que no modelo I-tube a curvatura se aproxima de zero a partir da base do enrijecedor, no modelo com a estrutura prolongadora a curvatura aumenta devido à rotação do enrijecedor na região do *bell mouth*.

Com o objetivo de aprofundar os conhecimentos aplicados a enrijecedores à flexão, os seguintes estudos são propostos como trabalhos futuros:

- Avaliar o comportamento do *riser* com enrijecedor à flexão de geometria complexa com estrutura prolongadora / *liner* em configuração I-tube, considerando o comportamento viscoelástico do poliuretano;
- Realizar análise de fadiga do *riser* com *bend stiffener* (geometria complexa e estrutura prolongadora) em configuração I-tube;
- Analisar a pressão de contato entre o *riser* e o *bend stiffener* na configuração I-tube para estudo do desgaste da camada externa do *riser* flexível em contato com o *liner* polimérico do enrijecedor;
- Analisar diferentes geometrias de estrutura prolongadora / *liner* para avaliar o impacto no *riser* flexível;
- Modelar a parte metálica interna no corpo do enrijecedor e analisar a interface entre a estrutura interna de aço e o corpo do enrijecedor em poliuretano.

REFERÊNCIAS

- [1] OLIVEIRA, J. J. M., FILHO, J. R. B. Z. “O pré-sal brasileiro e o problema da corrosão por CO₂”, *Revista da Pós-Graduação da Faculdade do Centro Leste - Pós-Graduação em Engenharia de Petróleo & Gás Natural*, Abr. 2015.
- [2] PETROBRAS, “Pré-Sal”, Disponível em: <http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/areas-de-atuacao/exploracao-e-producao-de-petroleo-e-gas/pre-sal/>. Acessado em: 20 out. 2017.
- [3] ANP, “O papel do desenvolvimento e inovação tecnológica na retomada do setor de óleo e gás”, Disponível em: <http://www.anp.gov.br/palestra/3974-o-papel-do-desenvolvimento-e-inovacao-tecnologica-na-retomada-do-setor-de-oleo-e-gas>. Acessado em: 20 out. 2017.
- [4] ANP, “Rodadas de Licitação 2017”, Disponível em: <http://site.hml.anp.gov.br/palestra/3834-rodadas-de-licitacoes-2017-potenciais-impactos-no-es>. Acessado em: 20 out. 2017.
- [5] MATOSO, F., “Vision of Petrobras: Technologies and Challenges.”. In: *FRIM 2016 - Flowlines Risers Integrity Management*, São Paulo, Brazil, 23 August 2016.
- [6] ANP, “Boletim Mensal da Produção de Petróleo e Gás Natural – Dezembro de 2017”, Disponível em: <http://www.anp.gov.br/publicacoes/boletins-anp/2395-boletim-mensal-da-producao-de-petroleo-e-gas-natural>. Acessado em: 10 fev. 2018.
- [7] OFFSHORE MAGANIZE, “Study examines riser system applications, industry trends”, Available in: <http://www.offshore-mag.com/articles/print/volume-76/issue-3/subsea/study-examines-riser-system-applications-industry-trends.html>. Accessed in: 10 December 2017.
- [8] API RP 17B, “*Recommended Practice for Flexible Pipe*”, 5th ed., USA, 2014.
- [9] SANTOS, L. V., 2014, *Análise de falha de estruturas metal-polímero: enrijecedores à flexão*, Tese de D.Sc., Departamento de Engenharia Mecânica - USP, São Paulo, SP, Brasil.
- [10] REIS, B., P., 2015, *Modelagem Visco-hiperelástica e de Efeito Mullins de Poliuretano para Aplicação em Enrijecedores à Flexão*, Dissertação de M.Sc., PEM-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brazil.
- [11] CAMPELLO, G. C., 2014, *Metodologia de Projeto para o Sistema de Ancoragem de Conectores de Dutos Flexíveis*, Tese de D.Sc, PEC-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [12] PIRES, F., et al. “Development of a Test Methodology and a Design Tool to Predict the Wear Rate of Flexible Risers outers Sheaths installed in I-tubes”. In: *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2012-83874, Rio de Janeiro, Brasil, Julho 2012.

- [13] ELOSTA, H., GAVOUYERE, T., GARINIER, P. “Flexible Risers Lifetime Extension: Riser In-Service Monitoring and Advanced Analysis Techniques”. In *36th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE 2017-62700, Trondheim, Norway, June 2017.
- [14] MENICONI, L.C.M., LOPES, T.A.P. “Fatigue Analysis of Bend Stiffeners”. In: *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2001/OFT-1215, Rio de Janeiro, Brazil, June 2001.
- [15] MERINO, H. E. M., SOUSA, J. R. M., MAGLUTA, C., ROITMAN, N., “On the Coupled Extensional-Torsional Response of Flexible Pipes”. In: *28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, 79468, Honolulu, Hawaii, USA, June 2009.
- [16] GOMES, C. A. P. M. G., 2017, *Experimental and Numerical Analysis of Flexible Pipes: Bending Combined with Tensile Load*, Dissertação de M.Sc., PEC-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brazil.
- [17] LØSETH, K., 2011, *Response of Flexible Risers in Bend Stiffener Area*, M.Sc. thesis, NTNU Norwegian University of Science and Technology, Department of Marine Technology, Trondheim, Norway.
- [18] LEMOS, C. A. D., 2005, *Análise de Fadiga em Risers Flexíveis*, Tese de D.Sc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [19] TOMORROW – A Technip Technology Publication , Available in: http://www.technip.com/sites/default/files/technip/fields/tomorrow/technology_mag_final_0.pdf. Accessed in: 16 Feb. 2018.
- [20] DO, A. T., “New Design of Lightweight Flexible Pipe for Offshore Oil Offloading Transfer”, In: *Proceedings of the Offshore Technology Conference*, OTC-25236-MS, Houston, USA, May 2014.
- [21] OFFSHORE MAGANIZE, “Intermediate connections optimize flexible riser design”, Available in: <http://www.offshore-mag.com/articles/print/volume-77/issue-3/subsea/intermediate-connections-optimize-flexible-riser-design.html>. Accessed in: 5 October 2017.
- [22] LEITE, R. D., 2010, *Análise de Enrijecedores à Flexão com Concentradores de Tensões*, Dissertação de M.Sc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [23] API RP 17L2, “*Recommended Practice for Flexible Pipe Ancillary Equipment*”, 1st ed., USA, 2013.
- [24] ACESSÓRIOS E COMPONENTES – Curso de Dutos Flexíveis - 2012, Available in: [http://neolab.hol.es/assets/acsecomp\(ft\).pdf](http://neolab.hol.es/assets/acsecomp(ft).pdf). Accessed in: 16 Feb. 2018.

- [25] API SPEC 17L1, “*Specification for Flexible Pipe Ancillary Equipment*”, 1st ed., USA, 2013.
- [26] CAIRE, M., 2011, *Modelo de Comportamento Viscoelástico de Enrijecedores à Flexão*, Tese de D.Sc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [27] MORAES, M., A., F., 2013, *Desenvolvimento de Metodologia de Avaliação e Monitoramento do desgaste no par tribológico Riser / Enrijecedor*, Tese de MSc., Faculdade de Engenharia Mecânica / UFU, Uberlândia, MG, Brasil.
- [28] LANE, M., McNAMARA, J.F., GIBSON, R., et al. “Bend Stiffeners for Flexible Risers”. In: *Proceedings of the Offshore Technology Conference*, OTC 7730, pp. 345-353, Houston, USA, May 1995.
- [29] FAP, “*FAP do Brasil - Sua melhor parceria OFFSHORE e ONSHORE*”, Disponível em: <http://www.fapbrasil.com.br/Produtos>. Acesso em: 03 jan. 2018.
- [30] BOEF, W. J. C., OUT, J. M. M., “Analysis of a Flexible Riser Top Connection with Bend Restrictor”. In: *Proceedings of the Offshore Technology Conference*, OTC 6436, pp. 131-142, Houston, May 1990.
- [31] KIEPPER, B. O., 2004, *Análise Estrutural Estática, via Elementos Finitos, do Segmento Tubo Flexível-Enrijecedor*, Dissertação de M.Sc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [32] VAZ, M.A., LEMOS, C.A.D. “Geometrical and Material Non-Linear Formulation for Bend Stiffeners”. In: *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and and Arctic Engineering*, OMAE2004-51366, Vancouver, Canada, June 2004.
- [33] CAIRE, M., 2005, *Análise de Enrijecedores à Flexão*, Dissertação de M.Sc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [34] DEMANZE, F., HANONGE, D., CHALUMEAU, A., LECLERC, O., “Fatigue Life Analysis of Polyurethane Bending Stiffeners”. In: *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and and Arctic Engineering*, OMAE 67506, Halkidiki, Greece, June 2005.
- [35] CAIRE, M.; VAZ, M. A. “The effect of flexible pipe non-linear bending stiffness behavior on bend stiffener analysis”. In: *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE 2007 – 29108, San Diego, USA, June 2007.
- [36] SOUZA, J. R., 2008, *Análise Estrutural de Enrijecedores à Flexão de Geometria Complexa utilizados em Operações Offshore*, Dissertação de M.Sc., Departamento de Engenharia Mecânica - USP, São Paulo, SP, Brasil.

- [37] TORRES, L. C. A. R., 2014, *Modelagem Viscoelástica Não Linear de Enrijecedores à Flexão*, Dissertação de MSc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [38] TANG, M., YAN, J., CHEN, J., YANG, Z., YUE, Q. “Nonlinear analysis and multi-objective optimization for bend stiffeners of flexible riser”. In: *The Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers*, JASNAOE 2015, Hiroshima, Japan, July 2015.
- [39] GOULD, P., L., 2013, *Introduction to Linear Elasticity*. 3 ed. Washington, Springer.
- [40] COSTA, F. T., 2017, *Projeto de materiais auxéticos através de otimização topológica*, Projeto de Graduação, Departamento de Engenharia Mecânica / PUC-Rio, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [41] NIKOOKAR, M. , NIKOOKAR, H, ARABANI, M. “Unconfined Compressive Strength of Lime-Stabilized Peat”. In: *Symposium on Advances in Science and Technology*, SASTech 2013 - 07-45-9800, Iran, 2013.
- [42] HOSS, L., 2009, *Modelos Constitutivos hiperelásticos para Elastômeros Incompressíveis: Ajuste, Comparação de Desempenho e Proposta de um Novo Modelo*, Dissertação de MSc., PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil.
- [43] ATKIN, R., FOX, N., 1980, *An Introduction to the Theory of Elasticity*. Longman, 1980.
- [44] LAI, W., RUBIN, D, KREMPL, E., *Introduction to Continuum Mechanics*, 1993.
- [45] VANALLI, L., 2004, *O MEC e o MEF Aplicados à Análise de Problemas viscoplásticos em Meios Anisotrópicos e Compostos*, Tese de DSc., Escola de Engenharia de São Carlos / USP, São Carlos, SP, Brasil.
- [46] ABAQUS/CAE, User’s Manual, Version 6.14
- [47] BAZAN, F. A. V., 2009, *Metodologia para análise estrutural e otimização de estruturas de conexão de risers*, Tese de DSc., PEC-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [48] SOUSA, J. R. M., 1999, *Análise Numérica de Risers Flexíveis*, Dissertação de M.Sc., PEC-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [49] RIZZO, N. A. S., 2010, *Análise da Instabilidade das armaduras de Dutos Flexíveis pelo Método de Elementos Finitos*, Dissertação de M.Sc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [50] BICUDO, R. G. P., 2009, *Análise de Instalação de Linhas Flexíveis*, Dissertação de M.Sc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [51] TIMOSHENKO, S.P., *History of Strength of Materials*. 1 ed., New York, McGraw-Hill, 1953.

- [52] CAIRE, M., VAZ, M.A., LEMOS, C.A.D. “Viscoelastic Analysis of Bend Stiffeners”. In: *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2005-67321, Halkidiki, Greece, June 2005.
- [53] GOMEZ A., 2009, *Comportamento Viscoelástico de Enrijecedores á flexão*, Dissertação de MSc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [54] SOARES, R. M., 2009, *Análise Dinâmica de Membranas Circulares Hiperelásticas*, Tese de D.Sc., Departamento de Engenharia Civil / PUC-Rio, Rio de Janeiro, RJ , Brasil.
- [55] SOARES, J. A., 2009, *Modelamento da Operação de Puncionamento Utilizando o Critério de Falha Dúctil*, Dissertação de M.Sc., Departamento de Engenharia Mecânica / UFPR, Curitiba, PR , Brasil.
- [56] AMANTE, D. A. M. R., 2014, *Resistência Última à Flambagem de Painéis Enrijecidos de Estruturas Oceânicas sob Avaria*, Dissertação de MSc., PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [57] MILLER, K., 1995, Measuring material properties to build material in FEA. Technical report, Axel physical Testing Services.