

**MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL**

Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais PPGEM

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM MANGOTE PARA SISTEMAS *OFFLOADING*  
COM FIBRAS SINTÉTICAS DE ALTA PERFORMANCE**

MAIKSON LUIZ PASSAIA TONATTO

Dissertação para obtenção do título de Mestre em Engenharia

Porto Alegre

2013

**MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL**

Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais PPGEM

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM MANGOTE PARA SISTEMAS *OFFLOADING*  
COM FIBRAS SINTÉTICAS DE ALTA PERFORMANCE**

**MAIKSON LUIZ PASSAIA TONATTO**

Engenheiro Mecânico

Trabalho realizado no Laboratório de Materiais Poliméricos do Departamento de Materiais da Escola de Engenharia da UFRGS, dentro do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais - PPGEM, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais

Porto Alegre

2013

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração Ciência e Tecnologia dos Materiais e aprovada em sua forma final, pelo Orientador e pela Banca Examinadora do Curso de Pós-Graduação.

Orientador: Prof. Dr .Sandro Campos Amico (UFRGS)

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Daniel Diniz Melo (DEMAT/UFRN)

Prof. Dr. Jun Sérgio Ono Fonseca (DEMEC/UFRGS)

Prof. Dr. Branca Freitas de Oliveira (PGDESIGN/UFRGS)

Prof. Dr. Maria Madalena de Camargo Forte (DEMAT/UFRGS)

Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker

Coordenador do PPGEM

Dedico esta dissertação aos meus queridos  
pais, Marli e Antônio.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pela linda família, pela saúde, pelas amizades, pela minha persistência de nunca ter desistido e por sempre abençoar e iluminar meus passos neste início de caminhada.

Ao meu orientador professor Sandro Campos Amico por todo empenho, sabedoria e compreensão. Agradeço também pelo estímulo, dedicação e esforço pessoal proporcionado.

À professora Maria Madalena de Camargo Forte pelas valiosas contribuições.

Ao Engenheiro Pedro Barrionuevo Roesse pela ajuda técnica no decorrer do trabalho.

Aos meus professores de graduação, aos orientadores de TCC Luciano Antônio Massoco e Wagner Grison pelo conhecimento repassado e aqueles que de alguma forma contribuíram para minha formação e concretização de mais este sonho.

A todos os amigos e colegas do Laboratório de Materiais Poliméricos (LAPOL) e do Grupo de Materiais Compósitos e Nanocompósitos – GCOMP da Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS.

A todos os amigos, pelo apoio durante todos os momentos da minha vida, incentivos em momentos bons e ruins.

À Angélica Pertile, pela paciência, pela dedicação e por me apoiar nessa busca rumo ao sucesso pessoal e profissional.

Principalmente, à minha família, em especial pai Antônio Tonatto, mãe Marli Terezinha Passaia Tonatto, irmão Marciano Tonatto e avô Rovilio Tonatto que sempre me incentivaram nos estudos e por sempre estarem ao meu lado me auxiliando na escolha do caminho certo.

À empresa Petrobras por ter concedido a oportunidade e apoio para a execução deste projeto.

## TRABALHOS APRESENTADOS E PUBLICADOS EM ANAIS DE CONGRESSO

1. TONATTO, M. L. P.; FORTE, M. M. C.; ARAÚJO, R. T.; AMICO, S. C. *Análise numérica da pressão de ruptura de um mangote offloading de dupla carcaça com cordoneis poliméricos*. In: 7º Congresso brasileiro de pesquisa e desenvolvimento em petróleo e gás PDPetro, 2013, Aracaju/SE. pp. 1-4

2. TONATTO, M. L. P.; FORTE, M. M. C.; ARAÚJO, R. T.; AMICO, S. C. *Influência do ângulo de orientação de cordoneis poliméricos na pressão de ruptura de tubos elastoméricos*. In: 12º Congresso Brasileiro de Polímeros (12ºCBPol), 2013, Florianópolis/SC. pp. 1-4

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1:</b> Preparação da linha de mangotes flutuantes para operação de <i>offloading</i> (COSTA, 2007). .....	3
<b>Figura 2:</b> Riser flexível: (1) Carcaça anti-colapso, (2) Liner, (3) Camada de resistência à pressão interna (4) Fitas anti-desgaste, (5) Camadas de resistência axial, (6) Cobertura (DUNN e HASEK, 2007).....	8
<b>Figura 3:</b> Estrutura de um mangote um mangote flutuante de dupla carcaça (TRELLEBORG, 2008). .....	9
<b>Figura 4:</b> Sistemas de operação com linhas de mangotes flutuantes: (a) EPS e (b) CALM (GOODYEAR, 2005).....	10
<b>Figura 5:</b> Fluxograma aplicação de projeto dinâmico conforme API 17B (API 17B, 2002)..	13
<b>Figura 6:</b> Mangueira de transporte de óleo de 1956 (SCHULTHESS, 1956).....	14
<b>Figura 7:</b> Representação do mangote de dupla carcaça da Dunlop (AMBROSE, 1975). .....	15
<b>Figura 8:</b> (a) Representação da seção transversal do mangote (b) representação do mangote sendo fletido, e (c) representação da força de esmagamento gerada pela flexão (WAKABAYASHI e KURODA, 1989).....	15
<b>Figura 9:</b> Representação da seção transversal do mangote com cordonel híbrido (ZANDIYEH, 2008). .....	16
<b>Figura 10:</b> Efeito do grau de torção do cordonel de Kevlar (poliamida) 1500 denier submetido à tração (a) e submetido a compressão (b) (ONBILGER e GOPEZ, 2008).....	18
<b>Figura 11:</b> Representação de alguns cordonéis híbridos (ONBILGER e GOPEZ, 2008). .....	20
<b>Figura 12:</b> (a) REBAR em um sólido, e (b) Elemento de duas dimensões.....	23
<b>Figura 13:</b> Seções analisadas na linha de mangotes flutuantes (ROVERI, SAGRILO e CICILIA, 2002). .....	28
<b>Figura 14:</b> (a) Ensaio de rigidez em flexão de um mangote, (b) escala de deformação axial na simulação de flexão, (c) distribuição de rigidez flexional ao longo do comprimento (ANTAL, NAGY e BOROS, 2003).....	30
<b>Figura 15:</b> (a) Modelo de elementos finitos da terminação e (b) modelo 3D do corpo do mangote (ZANDIYEH, 2006). .....	31
<b>Figura 16:</b> (a) Máquina universal de ensaios Instron utilizada: PC (1), Dispositivo de ensaio (2), vídeo extensômetro (3), célula de carga (4); (b) Garras Instron 2714-010 (5), CP (cordonel) (6) e conexões pneumáticas (7). .....	32
<b>Figura 17:</b> Modelo numérico do corpo de prova do ensaio de compressão dos cordonéis.....	34
<b>Figura 18:</b> Fluxograma com a ligação de dados entre os modelos numéricos.....	36
<b>Figura 19:</b> Desenho da seção transversal do corpo elastomérico do mangote (cotas em mm). .....	37
<b>Figura 20:</b> Desenho da seção transversal dos reforços (cotas em mm). .....	37
<b>Figura 21:</b> Desenho do espiral modelado com geometria do tipo <i>wire</i> . .....	38

<b>Figura 22:</b> Imagem 3D dos modelos axi-simétricos com rotação de 270° do tubo simplificado. ....	38
<b>Figura 23:</b> Representação do diagrama de carregamento em um tubo cilíndrico submetido à pressão interna. ....	39
<b>Figura 24:</b> Imagem 3D dos modelos axi-simétricos com rotação de 270° do modelo local refinado do mangote.....	40
<b>Figura 25:</b> Definição das seções e leis constitutivas do corpo elastomérico.....	41
<b>Figura 26:</b> Definição das seções e leis constitutivas dos reforços.....	41
<b>Figura 27:</b> Definição das seções e leis constitutivas do espiral.....	42
<b>Figura 28:</b> Imagem 3D do sistema de orientação do corpo elastomérico do mangote. ....	43
<b>Figura 29:</b> Imagem 3D (a) dos reforços e espiral embebidos no corpo elastomérico e (b) contato entre as carcaças e ponto de controle na extremidade do mangote. ....	43
<b>Figura 30:</b> Elementos utilizados no espaço 3D: (a) hexaédrico com 8 nós (C3D8RH) (b) quadrilátero com 4 nós (SFM3D4) e (c) linha ( <i>beam</i> ) com 2 nós (B31) (ABAQUS INC, 2008). ....	44
<b>Figura 31:</b> Elementos utilizados no espaço axi-simétricos: (a) quadrilátero com 4 nós (CAX4RH) e (CAX4) (b) tipo superfície com 2 nós (SFMAX1) (ABAQUS INC, 2008).....	45
<b>Figura 32:</b> Imagem 3D da malha utilizada para o modelo local do mangote.....	45
<b>Figura 33:</b> Malha axi-simétrica utilizada para o modelo local refinado do mangote. ....	46
<b>Figura 34:</b> Tensão vs deformação em tração dos cordoneis (dados experimentais = símbolos) e ajuste pelo modelo de Marlow (linhas): Poliéster, poliamida, poliaramida e híbrido. ....	47
<b>Figura 36:</b> Tensão vs deformação em compressão de cordoneis (dados experimentais= símbolos) e curvas de ajuste pelo modelo de Marlow .....	50
<b>Figura 37:</b> Tensão vs deformação do elastômero e previsão (modelo de Arruda-Boyce). ....	51
<b>Figura 38:</b> Desenho esquemático do mangote em flexão para determinação do raio de curvatura e rigidez (OCIMF 2009, 2009).....	52
<b>Figura 39:</b> Esquema de mangote: (a) seção submetida a um momento fletor ( $M_f$ ), (b) diagrama de forças e (c) distribuição da carga de esmagamento na seção transversal.....	53
<b>Figura 40:</b> Momento e restrições aplicados na simulação do esforço de flexão.....	54
<b>Figura 41:</b> Imagem 3D do mangote flexionado até um raio de curvatura de 2,5 m e deformação compressiva dos cordoneis híbridos da 1ª carcaça. ....	54
<b>Figura 42:</b> Variação da rigidez em flexão ao longo do mangote em função do ângulo dos cordoneis para as condições com e sem pressão interna. ....	56
<b>Figura 43:</b> Imagem 3D do mangote em torção a) Condições de contorno, b) Deformação angular $UR_1$ para cordoneis com ângulo de 55°.....	57
<b>Figura 44:</b> Momento torçor vs deslocamento angular determinados por simulação do mangote em função do ângulo dos cordoneis.....	58
<b>Figura 45:</b> Imagem 3D da simulação do deslocamento axial do mangote com cordoneis 55° sob força de tração de 412 kN (a) despressurizado e (b) sob pressão de trabalho de 21 bar ...	59
<b>Figura 46:</b> Força vs deformação do mangote em função do ângulo dos cordoneis em condição de repouso e sob pressão. ....	60

<b>Figura 47:</b> Variação do alongamento temporário do mangote sob pressão com o ângulo dos cordonéis. ....	61
<b>Figura 48:</b> Imagem 3D e resultados do modelo de poliaramida (55°) submetido a $P_{\text{interna}} = 171$ bar: (a) Tensão nos cordonéis (MPa) e (b) deslocamento axial (mm). ....	63
<b>Figura 49:</b> Pressão vs deformação em função do ângulo de distribuição dos cordonéis: (a) Poliéster, e (b) Poliamida. ....	64
<b>Figura 50:</b> Pressão vs deformação em função do ângulo de distribuição dos cordonéis: (a) Poliaramida, e (b) Híbrido. ....	65
<b>Figura 51:</b> Imagem 3D e resultados do ângulo dos cordonéis submetido à pressão interna. .	66
<b>Figura 52:</b> Imagem 3D do corpo de prova de aço tracionado com 60 kN .....	67
<b>Figura 53:</b> Curvas numérico e experimental da tensão de engenharia vs deformação do aço.	68
<b>Figura 54:</b> Imagem 3D do carregamento aplicado na primeira(a) e segunda (b) carcaça do modelo axi-simétrico do mangote. ....	69
<b>Figura 55:</b> Imagem 3D da força exercida nos cordonéis de poliéster da 1ª carcaça do (a) Mangote 1 com pressão de 148 bar e (b) Mangote 2 com pressão de 118 bar. ....	70
<b>Figura 56:</b> Imagem 3D da força exercida nos cordonéis da 2ª carcaça do Mangote 1 sob pressão de 52 bar (a) e do Mangote 2 sob pressão de 46 bar (b). ....	71
<b>Figura 57:</b> Comparativo das pressões de ruptura experimentais e numéricas para os mangotes tradicionais .....	72
<b>Figura 58:</b> Imagem 3D da força exercida nos cordonéis híbridos da 1ª carcaça do <i>Mangote projetado</i> com ângulo de 40° (pressão: 181 bar) (a) e de 55° (pressão: 152 bar) (b). ....	73
<b>Figura 59:</b> Variação da pressão de ruptura da 1ª carcaça do mangote em função do ângulo dos cordonéis. ....	73
<b>Figura 60:</b> Desenho esquemático da distribuição de tensões internas. ....	74
<b>Figura 61:</b> Imagem 3D da força exercida nos cordonéis da 2ª carcaça do Mangote 3: (a) ângulo de 45° (pressão interna: 52 bar), e (b) ângulo de 55° (pressão interna: 72 bar). ....	74
<b>Figura 62:</b> Pressão de ruptura da 2ª carcaça do mangote em função do ângulo dos cordonéis. ....	75

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Lista de ensaios para caracterização do elastômero (API 17K, 2006). .....	12
Tabela 2: Lista de ensaios para caracterização dos materiais de reforço (API 17K, 2006). ....	12
Tabela 3: Propriedade mecânicas de fibras para diversos usos (HAHN, 2000). .....	17
Tabela 4: Características dos principais elastômeros utilizados em tubulações flexíveis (API 17B, 2002). .....	22
Tabela 5: Carregamentos na linha de mangote (ROVERI, SAGRILO e CICILIA, 2002). .....	29
Tabela 6: Estabilidade numérica para diferentes tipos de modelos hiperelásticos. ....	48
Tabela 7: Tensão e deformação na ruptura dos cordonéis ensaiados. ....	49
Tabela 8: Variação da rigidez axial do mangote projetado (kN) com o ângulo dos cordonéis. ....	61
Tabela 9: Carregamentos aplicados nos modelos numéricos da pressão de ruptura. ....	69
Tabela 10: Propriedades mecânicas do mangote projetado com ângulos 45° na primeira carcaça e 55° na segunda carcaça. ....	76

## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

$A$  = Área de seção transversal de um elemento [ $\text{mm}^2$ ];

API = American Petroleum Institute;

ASTM = American Society for Testing and Materials;

$C$  = Comprimento utilizado como referência no ensaio de flexão do mangote [m];

CALM = *Catenary Anchor Leg Mooring*;

CR = Policloropreno;

$dl$  = Comprimento medido ao longo do REBAR;

$DL$  = Densidade linear do cordonel em denier (denier = quantidade (gramas) de polímero em um fio de 9000 m de comprimento);

$E$  = Módulo de elasticidade [MPa];

$EA$  = Rigidez axial do mangote [kN];

$EI$  = Rigidez em flexão do mangote [ $\text{kN.m}^2$ ]

EPS = *Early Production System*;

$F$  = Força axial [kN];

FEA = Finite element analysis;

$GI$  = Rigidez torcional do mangote [ $\text{kN.m/rad}$ ];

$H$  = Deflexão do mangote no ensaio de flexão [m];

HNBR = Borracha nitrílica hidrogenada;

$\bar{I}$  = Invariante de deformação;

$J_{el}$  = Razão de elasticidade volumétrica definida pela expansão térmica do material;

$K_0$  = *Bulk* módulo;

$L$  = Braço de alavanca medido do ponto de aplicação da carga até o mangote [m];

$M$  = Momento fletor [ $\text{kN.m}$ ];

$N$  = Número de parâmetros de material;

NBR = Borracha nitrílica;

OCIMF = *Oil Companies International Marine Forum*;

P = Carga aplicada no ensaio de flexão [kN];

$P_{int}$  = Pressão interna aplicada no mangote [MPa];

R = Raio de curvatura do mangote [rad/m];

RBFOR = Força nas camadas de cordonéis [N];

REBAR = *Reinforcement Bars*;

S = Variável *Stress* (tensão) [MPa];

$S_r$  = Espaçamento entre os REBAR [mm];

SBR = Copolímero de estireno butadieno;

T = Momento torsor [kN.m];

$T(\epsilon)$  = Tração uniaxial nominal;

TM = *Twist Multiplier*;

TPI = Número de torções do cordoneel [voltas/polegada];

U = *Spatial Displacement* ou energia de deformação por unidade de volume [mm];

$W_N$  = Peso de *Gauss* associado com a integração do ponto ao longo da linha (r);

x = Deformação axial do mangote [m];

### **Letras Gregas:**

$\epsilon$  = Deformação nominal de um elemento [mm/mm];

$\lambda$  = Razão do alongamento em uma determinada direção;

$\alpha$  = Torção aplicada por unidade de comprimento e ângulo dos cordonéis [°];

$\delta_\epsilon$  = Variação da deformação do REBAR;

$\sigma_{true}$  = Tensão verdadeira [MPa];

$\sigma_a$  = Tensão axial gerada pela pressão interna em componentes cilíndricos [MPa];

$\sigma_f$  = Nível de tensão nos cordonéis [MPa];

$\sigma_r$  = Tensão radial gerada pela pressão interna em componentes cilíndricos [MPa];

$\Delta V$  = Volume da integração;

## RESUMO

O objetivo deste trabalho foi desenvolver um novo conceito de mangote de *offloading*, utilizando análise por elementos finitos no desenvolvimento de modelos numéricos representativos de um mangote de dupla carcaça 20” classe 300. Estes modelos permitiram avaliar o mangote em diferentes condições de solicitação, bem como o impacto no seu desempenho mecânico da substituição de alguns de seus componentes por outros produzidos em materiais mais avançados. Os materiais utilizados para confecção dos componentes do mangote, bem como os novos materiais, foram caracterizados em laboratório a fim de abastecer os modelos numéricos. Foi verificada a possibilidade de fabricação de um novo mangote, em torno de 30% mais leve e com resistência similar, substituindo-se os cordonéis de poliéster atualmente empregados por cordonéis à base de poliaramida. Para tal, foi variado o número de camadas e o ângulo de disposição dos cordonéis em ambas as carcaças. O novo mangote foi projetado com cordonéis de poliaramida e híbridos (poliaramida/poliamida), dispostos em ângulo de 40° e 55°, mantendo-se os demais componentes inalterados. Este novo mangote apresentou rigidez axial, torcional e flexional bastante similar ao mangote original em simulação em repouso e sob pressão de trabalho. A resistência à ruptura da 1ª e da 2ª carcaça do mangote original foi validada por experimento e foi desenvolvido o modelo que previu a pressão de ruptura do novo mangote, que foi superior ao mangote original. Por último, esta modificação é facilmente implementável no mangote em produção atualmente.

Palavras-chave: Mangotes *offloading*, Cordonéis de Poliaramida, Propriedades mecânicas, FEA, Caracterização mecânica.

## ABSTRACT

*The aim of this study was to develop a new concept of offloading hose using finite element analysis for the development of numerical models representative of a double carcass hose 20 " Class 300. These numeric models allowed the evaluation of different loading conditions of the hose, as well as the impact on its mechanic performance of replacing some of its components by more advanced materials. The materials currently used as reinforcement of the rubber, as well as the new materials were characterized in the laboratory, in order to input the numerical models. The possibility of producing a new hose, around 30% lighter and of similar strength, replacing the polyester and polyamide cords for polyaramid and hybrid cords was evaluated. For that, the number of layers and the orientation angle of the cords on both carcasses were varied. The new hose designed with polyaramid and hybrid (polyaramid/polyamide) cords, arranged at an angle of 40° and 55°, keeping the other components unaltered. The new hose showed axial, torsional and flexural stiffness, under working pressure or not, similar to the current hose. Strength of the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> carcasses of original hose was validated by experimental burst pressure testing and the model that it predicted this behavior was implemented for the new hose, which showed greater strength. Lastly, this modification may be easily implementable in the current production process of the studied offloading hose.*

*Keywords: Offloading hoses, Polyaramid cords, Mechanical properties, FEA, Mechanical characterization.*

## SUMÁRIO

TRABALHOS APRESENTADOS E PUBLICADOS EM ANAIS DE CONGRESSO.....	VI
LISTA DE FIGURAS .....	VII
LISTA DE TABELAS.....	X
LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS .....	XI
RESUMO.....	XIII
ABSTRACT.....	XIV
1. INTRODUÇÃO.....	3
2. OBJETIVOS.....	6
2.1. Objetivo geral.....	6
2.2. Objetivos específicos .....	6
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	7
3.1. Classificação e principais componentes de um mangote.....	7
3.2. Principais normas sobre mangote offloading e seus requisitos.....	11
3.3. Tecnologias de mangotes offloading.....	13
3.4. Principais materiais poliméricos utilizados em mangotes .....	16
3.4.1. Propriedades de cordonéis poliméricos .....	16
3.4.2. Tipos de borrachas utilizadas em tubulações flexíveis.....	21
3.5. Modelos numéricos.....	22
3.5.1. Elementos REBAR .....	23
3.5.2. Modelos constitutivos para materiais hiperelásticos .....	24
3.6. Modelos numéricos aplicados a tubulações flexíveis.....	27
4. MATERIAIS E MÉTODOS .....	32
4.1. Ensaio de tração e compressão de cordonéis.....	32
4.1.1. Ensaio de tração e compressão do elastômero.....	34
4.2. Desenvolvimento dos modelos numéricos .....	35
4.2.1. Modelagem dos componentes dos modelos local e local refinado.....	36
4.2.2. Definições das principais seções e leis constitutivas.....	40
4.2.3. Iterações do modelo .....	42
4.2.4. Principais tipos de elementos utilizados nos modelos.....	44
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	47
5.1. Curvas tensão vs. deformação dos cordonéis .....	47
5.2. Curvas tensão vs. deformação do elastômero .....	50
5.3. Avaliações numéricas .....	51
5.3.1. Simulação do esforço de flexão do modelo local.....	52
5.3.2. Simulação do esforço de torção do modelo local.....	56
5.3.3. Simulação do esforço de tração do modelo local.....	58
5.3.4. Simulação da pressão de ruptura.....	62
5.3.4.1. Avaliação da pressão de ruptura do tubo elastomérico .....	62
5.3.4.2. Validação do modelo numérico da pressão de ruptura.....	67
5.3.4.3. Modelo numérico da pressão de ruptura do mangote projetado .....	72

5.3.5. Configuração final do corpo do mangote projetado .....	75
6. CONCLUSÕES .....	77
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	79
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	80

## 1. INTRODUÇÃO

Atualmente, grande parte da produção de óleo na costa brasileira é feita no mar (*offshore*), em águas profundas. Neste caso, por se tratar de um cenário distante da costa, o escoamento por dutos submarinos se torna inviável em muitos casos. Para viabilizar a produção, utiliza-se de armazenamento do óleo produzido em unidades flutuantes no mar, com alívio periódico feito por navios tanque chamados de “NT Aliviador”. A transferência de óleo é feita através de linha de mangotes, que podem ser flutuantes ou submarinas, em forma de catenária (RODRÍGUES, 2012).

Dentre as dificuldades, o início da operação consiste em desenrolar a linha de mangote do carretel com o auxílio de um navio rebocador, como pode ser visualizado na Figura 1. Essa embarcação de apoio é necessária para posicionar a linha de mangotes para o içamento. A característica de peso elevado favorece o surgimento de esforços desnecessários, que poderiam ser evitados por estudos mais apurados de engenharia, focados em prever esse tipo de condição (COSTA, 2007).



**Figura 1:** Preparação da linha de mangotes flutuantes para operação de *offloading* (COSTA, 2007).

Apesar de terem evoluído tecnologicamente, a grande maioria dos mangotes fabricados atualmente ainda emprega os mesmos materiais e projeto de construção consagrados na década de 70 (DUNLOP OIL & MARINE LTD, 2006) (TRELLEBORG,

2008). Uma das principais melhorias nessa área está necessariamente relacionada ao estudo de novos materiais, e à consequente otimização dos componentes envolvidos nas operações. Os mangotes de descarga são equipamentos que requerem elevada confiabilidade por serem utilizados para o escoamento de óleo bruto em operações de transferência (*offloading*). O peso elevado dos mangotes gera uma série de dificuldades quanto ao transporte e manuseio, elevando o custo e o risco dessas operações.

O mangote dupla carcaça é um dos mais utilizados, podendo pesar de 3,5 a 5,0 toneladas no mangote de 20", classe 300 com 35' de comprimento, o que gera dificuldades quanto ao seu transporte e manuseio. O alto peso é uma consequência do uso de vários elementos em aço na construção do mangote, mas também devido a presença de cordões de baixa resistência, que fazem com que sejam necessárias diversas camadas de reforço para se atingir uma margem de segurança satisfatória (DUNLOP OIL & MARINE LTD, 2006) (TRELLEBORG, 2008). Ressalta-se que o elastômero (com o cordão embutido) é o componente que mais contribui para o peso final do mangote, seguido do espiral.

Em aplicações onde peso e resistência são importantes, produtos de borracha são reforçados com fibras de alta resistência, tais como a de poliaramida. Borrachas reforçadas com cordões de poliaramida são usadas em amortecedores pneumáticos, pneus de alto desempenho, mangueiras de alta pressão, correias de transmissão, entre outras aplicações. Cordões à base de fibra de poliamida (nylon<sup>®</sup>), de poliaramida (kevlar<sup>®</sup>, nomex<sup>®</sup>, twaron<sup>®</sup>), de poliéster (dacron<sup>®</sup>), de aço (*steel wire*) e de vidro (*E-glass*) são disponíveis no mercado. Além de apresentar alta resistência, os cordões de poliaramida possuem módulo consideravelmente superior aos cordões de poliéster e poliamida, comumente utilizados em mangotes.

Para realizar a integração entre esses aspectos científicos e tecnológicos da fabricação de mangotes, faz-se necessário o trabalho de especialistas nestas áreas. Atualmente, as empresas fabricantes de mangote mantêm profissionais altamente qualificados trabalhando nas questões técnicas pertinentes à fabricação e utilização dos mesmos. Contudo, estas empresas não mantêm uma equipe voltada a questões de cunho mais científico (simulação computacional e ciência dos materiais), fato este verificável ao se observar que mesmo os grandes fabricantes de mangotes, recorrem às universidades para a realização de estudos científicos para promover a evolução tecnológica de seus produtos.

O uso da análise por elementos finitos (FEA) aplicada a mangotes se estende do projeto até a previsão das condições de operação e da vida útil da estrutura. Para o caso do

projeto do mangote, emprega-se um modelo denominado “modelo local”, que permite prever a resposta local do mangote, em termos de tensões e deformações geradas, frente a um carregamento externo. Com um modelo computacional confiável, é possível avaliar o impacto de mudanças do tipo do material ou da construção do mangote no seu comportamento em serviço sem a necessidade de se construir fisicamente e se testar cada protótipo estudado, otimizando a construção dos mangotes.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1. *Objetivo geral***

Realizar análise estrutural de um mangote *offloading* de dupla carcaça 20” classe 300 original e de um novo projeto baseado na substituição dos cordonéis de poliéster e poliamida tradicionalmente empregados por outros à base de poliaramida.

### **2.2. *Objetivos específicos***

- Avaliar as propriedades mecânicas de cordonéis à base de poliamida, poliéster, poliaramida e híbrido (poliaramida+poliamida);
- Avaliar as propriedades mecânicas do elastômero utilizado no mangote;
- Utilizar análise por elementos finitos no desenvolvimento de modelos numéricos que permitam avaliar e modelar um novo mangote;
- Avaliar a influência do ângulo de orientação dos cordonéis nas propriedades mecânicas do mangote.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este item apresenta a revisão bibliográfica do trabalho. Está dividido em seis subitens, o item 3.1 que descreve a classificação e principais componentes de um mangote, o item 3.2 que descreve as principais normas sobre mangote, o item 3.3 que descreve as principais tecnologias de um mangote, o item 3.4 que descreve os principais materiais poliméricos utilizados e por fim o item 3.5 que apresenta os principais estudos com modelagem numérica.

#### 3.1. *Classificação e principais componentes de um mangote*

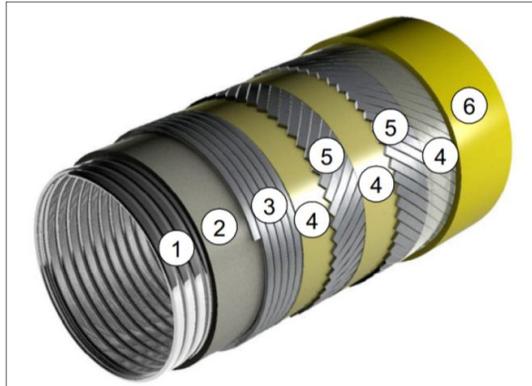
Antal *et al.* (2003) e Northcutt *et al.* (2000) denominam os mangotes flexíveis, de duas formas: *marine hoses* ou *offshore hoses*. Dentre os utilizados na produção *offshore*, encontram-se os do tipo tubulação flexível (*flexible pipe*), que se divide em *bonded flexible pipe* e *unbonded flexible pipe*. A diferença entre eles reside no fato de o reforço ser embebido (*bonded*) na matriz polimérica flexível, geralmente um elastômero, ou independente desta (*unbonded*) (ANTAL, NAGY e BOROS, 2003) (NORTHCUTT, 2000).

Dunn *et al.* (2007) descreveram que na categoria *unbonded flexible pipe*, encontram-se os vários tipos de *risers* flexíveis, onde as diferentes camadas de aço que constituem o reforço movem-se independentemente, deslizando sobre fitas anti-desgaste. A grande diferença na construção dos *risers* flexíveis em relação aos mangotes é que aqueles são construídos de maneira a apresentar grande resistência a pressões externas e tensões compressivas, o que não é o caso nos mangotes. A Figura 2 mostra a construção típica de um *riser* flexível (DUNN e HASEK, 2007).

Dunlop oil & Marine Ltd (2006) e Antal *et al.* (2003) caracterizam os mangotes como pertencente ao grupo *Bonded Flexible Pipe*. As duas principais famílias de mangotes são os submarinos e os flutuantes. Ambos são construídos em torno de um cilindro guia que garante o diâmetro interno. Neste cilindro são posicionados os flanges das extremidades e entre estes são depositadas camadas de diversos materiais (ex. fibras, malhas de aço, borracha) até que este seja finalizado e receba então o acabamento final.

A indústria desenvolveu o mangote de simples e de dupla carcaça, sendo a segunda configuração a forma mais segura de evitar vazamentos de óleo pois são construídas duas carcaças totalmente independentes, conforme mostra a Figura 3. Desta forma, caso a primeira carcaça rompa, a segunda contém o óleo, garantindo que a transferência de óleo seja

finalizada com segurança, evitando que o mesmo vaze e cause danos ambientais (ANTAL, NAGY e BOROS, 2003) (DUNLOP OIL & MARINE LTD, 2006).



**Figura 2:** Riser flexível: (1) Carcaça anti-colapso, (2) Liner, (3) Camada de resistência à pressão interna (4) Fitas anti-desgaste, (5) Camadas de resistência axial, (6) Cobertura (DUNN e HASEK, 2007).

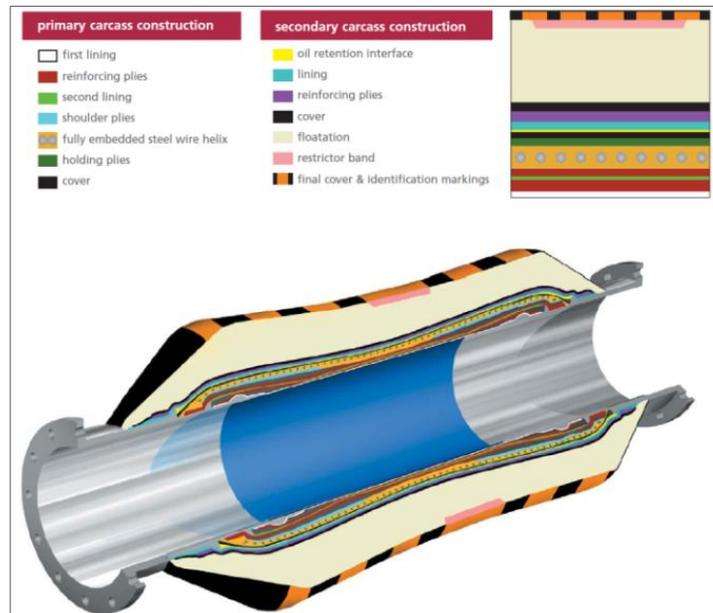
Trelleborg (2008) demonstrou que os principais componentes de um mangote flutuante de dupla carcaça utilizado na indústria do petróleo são o flange, o *nipple*, a primeira carcaça, a segunda carcaça, os flutuadores e a cobertura. Cada carcaça possui uma função específica, o que implica em design e construção diferenciados. Os componentes típicos da primeira carcaça são o *liner*, camadas de cordonéis e espiral, enquanto os da segunda carcaça são tipicamente constituídos do segundo *liner*, assim chamado para diferenciar do *liner* da primeira carcaça, e um conjunto de camadas de cordonéis (TRELLEBORG, 2008).

Zandiyeh *et al.* (2006) descreveram que o *liner* está localizado na carcaça do mangote e deve apresentar resistência e proteção contra ataques químicos causados por produtos que passam pelo mangote. Esse componente pode ser fabricado por uma grande variedade de borrachas com a escolha final sendo principalmente dependente da passagem do produto através do mangote. Os *main plies* são providos de boas propriedades mecânicas, como tração, resistência à adesão, rigidez axial, entre outros, e podem ser fabricados com cordonéis de variados materiais. O ângulo que cada *main ply* é aplicado, o número de camadas e o tipo de reforço controlam as propriedades mecânicas do mangote.

O flange padrão é soldado em um *nipple* para formar a conexão para outro mangote. A classe de pressão de um flange padrão pode ser ASA150 ou 300. Alguns *anullar ribs* são

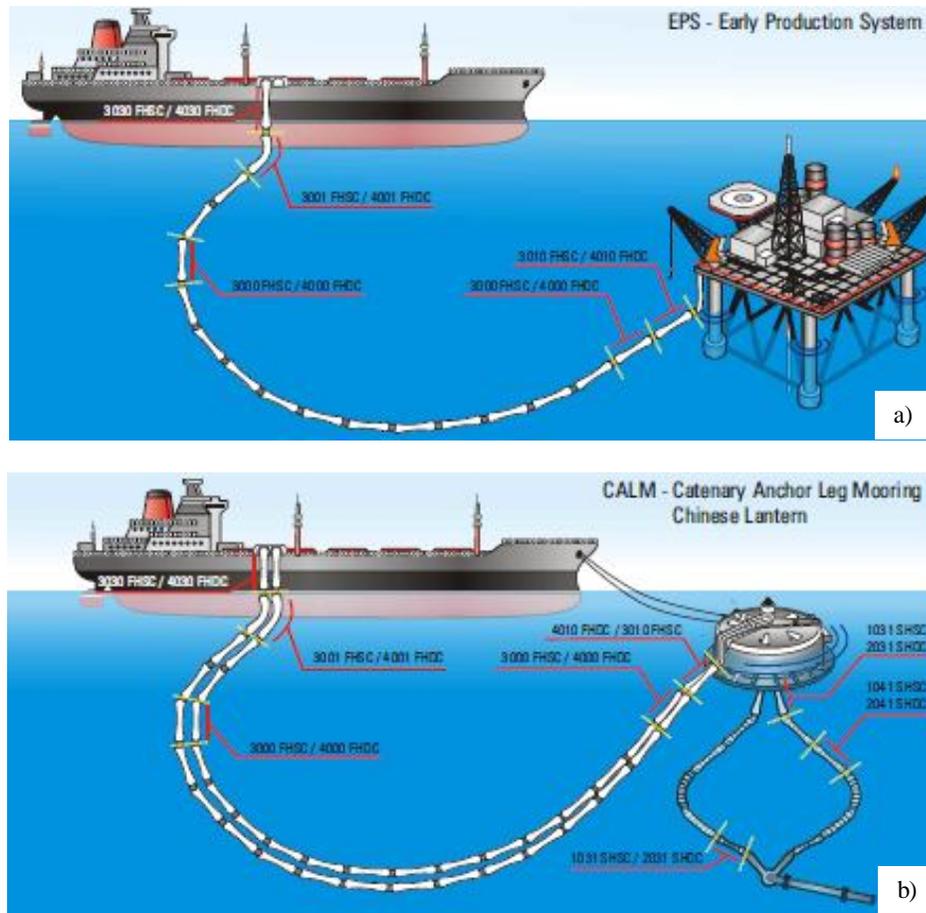
soldados no diâmetro externo do *nipple*, permitindo que a carcaça seja ancorada mecanicamente e que faça a ligação com o arame.

O componente de sustentação possui uma camada com um arame metálico em espiral, com resistência ao esmagamento e resistência torcional. O espiral é geralmente feito de uma barra de aço sólida que é aplicada continuamente de uma extremidade à outra do mangote. O diâmetro médio, o passo e o tamanho do espiral controlam as propriedades mecânicas requeridas. Por último, a cobertura protege o mangote da exposição ambiental, incluindo ataque de ozônio e UV e ingresso de água nas camadas internas. Esta camada é fabricada de diferentes tipos de borracha, dependendo da aplicação (ZANDIYEH, 2006).



**Figura 3:** Estrutura de um mangote um mangote flutuante de dupla carcaça (TRELLEBORG, 2008).

Durante a execução do transporte de petróleo são utilizados alguns sistemas específicos (Goodyear, 2005), conforme a necessidade da aplicação. Dentre os mais utilizados estão os sistemas do tipo *Early Production System* (EPS), que envolve a conexão direta da plataforma com o navio aliviador, e o *Catenary Anchor Leg Mooring* (CALM), que envolve uma monobóia para permitir a distribuição para as demais linhas de mangotes (Figura 4(a-b)).



**Figura 4:** Sistemas de operação com linhas de mangotes flutuantes: (a) EPS e (b) CALM (GOODYEAR, 2005).

### 3.2. Principais normas sobre mangote *offloading* e seus requisitos

O *American Petroleum Institute* (API) tem disponíveis os documentos *API Spec 17K Specification for bonded flexible pipe* (2006) e *API Recommended practice for flexible pipe 17B* (2002). Tais normas fornecem requisitos para desenvolver, analisar, manufaturar, testar, instalar e operar mangotes flexíveis. A *International Organization for Standardization* (ISO) dispõe de uma norma idêntica à *API Spec 17K* denominada *ISO 13628-10 Petroleum and natural gas industries – Design and operation of subsea production systems – Par 10: Specification for bonded flexible pipe*.

Também, o *Oil Companies International Marine Forum* (OCIMF) possui um guia OCIMF (2009) ou GMPHOM 2009 com especificações exclusivas para mangotes de simples e dupla carcaça. Esse documento se tornou muito utilizado por fabricantes de mangotes por apresentar detalhadamente conceitos de projeto, produção, qualificação, armazenagem e transporte de mangotes *offloading*. Com um documento bastante similar a este, a Petrobras possui a especificação técnica ET-3000.00-1359-292-PEB-001 (2009) que trata de mangotes flutuantes para operações de alívio, sendo específica em métodos de ensaio.

Os requisitos normativos dos mangotes são determinados por essas normas ou por especificações do próprio comprador. Os principais parâmetros para mangotes flutuantes são: Pressão de trabalho 150 ou 300 psi; Pressão mínima de trabalho: -0,85 bar; Alongamento temporário: 2,5% e alongamento permanente: 0,7%; Raio de curvatura mínima: 4 a 6 × diâmetro interno; Temperatura de trabalho: -20 a 92 °C; Aromáticos máximos no petróleo: 50-55%; Flutuabilidade: mínima de 20%, podendo a chegar a 25-30%; Velocidade de fluxo máxima: 20 m/s (API 17K, 2006) (OCIMF 2009, 2009).

A Tabela 1 especifica os tipos de ensaio que devem ser realizados nos elastômeros utilizados na fabricação do mangote, dentre eles, propriedades mecânicas, térmicas, de compatibilidade com o fluido e de permeabilidade. Já a Tabela 2 mostra os ensaios que devem ser realizados para os materiais de reforço. Ambas as listas são requisitadas pela norma API 17K (API 17K, 2006).

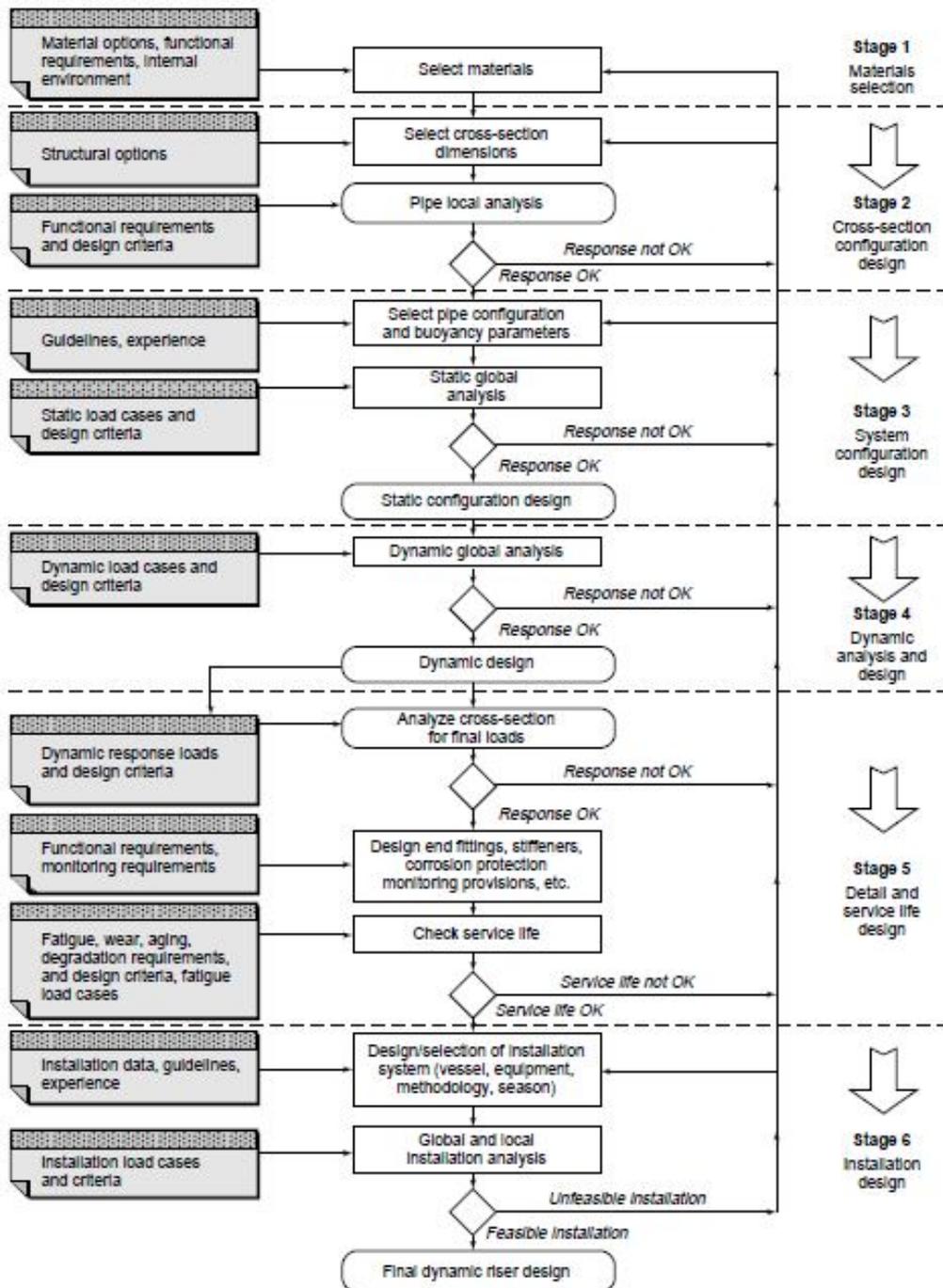
Com a obtenção dos dados dos materiais, a norma API 17B (API 17B, 2002) sugere uma metodologia de projeto, que consiste na execução de seis estágios, demonstrados no fluxograma da Figura 5. As análises estática e dinâmica fornecem as propriedades mecânicas do mangote, que posteriormente deverão ser confirmadas por protótipos físicos.

**Tabela 1:** Lista de ensaios para caracterização do elastômero (API 17K, 2006).

Characteristic	Tests <sup>b</sup>	Liner	Embedding compound <sup>e</sup>	Cover	Insulation layer <sup>3</sup>
Mechanical/physical properties	Tensile strength/elongation	X	X	X	X
	Stress relaxation properties	X	—	X	—
	Hardness	X	X	X	—
	Compression set	X	X	X	X
	Hydrostatic pressure resistance	—	—	—	X
	Abrasion resistance <sup>d</sup>	X	—	—	—
	Tearing resistance	X	X	X	—
	Void formation	X	X	X	—
	Adhesion	X	X	X	X
Density	X	X	X	X	
Thermal properties	Coefficient of thermal conductivity	X	X	X	X
	Brittleness (or glass transition) temperature	X	X	X	—
Permeation characteristics	Fluid permeability	X	X	X	X
	Blistering resistance <sup>c</sup>	X	—	—	—
Compatibility and aging	Fluid compatibility	X	X	X	X
	Aging	X	X	X	—
	Ozone resistance	—	—	X	—
	Swelling	X	—	X	—
	Water absorption	X	—	X	X
NOTE There are no property requirements for manufacturing aid materials.					
<p><sup>a</sup> The property requirements specified for the insulation layer apply to the use of both elastomers and non-elastomers.</p> <p><sup>b</sup> Test procedures are specified in Table 11.</p> <p><sup>c</sup> The requirement for blistering resistance tests applies only to pipes intended for live crude and gas service.</p> <p><sup>d</sup> The abrasion resistance test is intended for pipes without an internal stripwound carcass.</p> <p><sup>e</sup> The requirements for the embedding compound shall also cover the elastomer in breaker layers.</p>					

**Tabela 2:** Lista de ensaios para caracterização dos materiais de reforço (API 17K, 2006).

Properties/characteristics	Parameter	Carcass	Reinforcing layers
Alloy properties	Chemical composition	X	X
	Microstructure	X	X
Mechanical properties	Yield strength	X	X
	Ultimate strength	X	X
	Elongation	X	X
	Fatigue resistance	—	X
	Erosion resistance	X	—
Material characteristics	SSC and HIC resistance <sup>a</sup>	—	X
	Corrosion resistance	X	X
	Cracking resistance under cathodic protection	—	X
	Chemical resistance	X	X
	Wear resistance <sup>b</sup>	—	X
NOTE Test procedures are specified in Table 12.			
<p><sup>a</sup> SSC and HIC Resistance tests apply to sour service pipes only, subject to 5.3.4.2.3.</p> <p><sup>b</sup> To be confirmed by inspection of cables in fatigue test pipes. No cable wires shall be worn or broken.</p>			

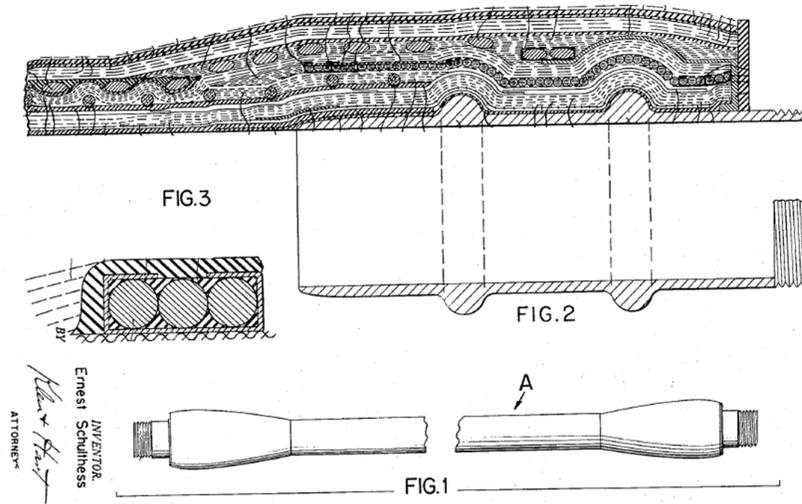


**Figura 5:** Fluxograma aplicação de projeto dinâmico conforme API 17B (API 17B, 2002).

### 3.3. Tecnologias de mangotes *offloading*

Há uma série de patentes relacionadas à tecnologia de mangotes *offloading*. Schulthess *et al.* (1956) trata de mangueiras para transporte de óleo entre navios e na Figura 6 observa-se a mangueira desenvolvida com uma estrutura bastante robusta, capaz de resistir à pressão

interna ocasionada pelo fluido e ainda apresentando flexibilidade. Esse equipamento antigo apresenta características e componentes bastantes semelhantes aos utilizados atualmente, tais como: *nipple* (11) com *annular ribs* (13), flange (14), *bend stiffener* do tipo fita (16), *fastening wires* (27) e *reinforcing plies* (SCHULTHESS, 1956).

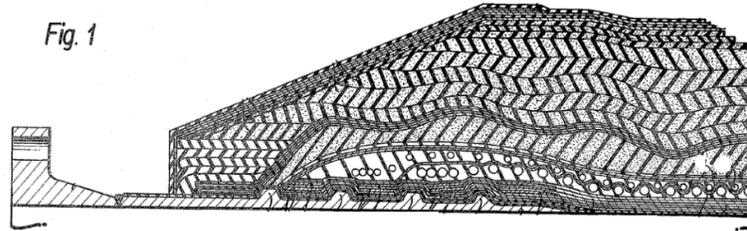


**Figura 6:** Mangueira de transporte de óleo de 1956 (SCHULTHESS, 1956).

Após diversas tentativas em aumentar a flexibilidade, Dunnet *et al.* (1973) propôs uma metodologia para gerar um gradiente de rigidez pela variação do ângulo dos *reinforcing plies* ao longo do corpo do mangote. Os ângulos mais agudos em relação ao eixo axial causariam uma maior rigidez axial e flexional, já os ângulos mais obtusos ao mangote apresentariam uma construção com maior flexibilidade (DUNNET, 1973). Posteriormente, Tanaka *et al.* (1979) informaram que a Bridgestone havia patenteado um mangote que consistia em substituir o *bend stiffener* por um corpo resiliente constituído de um conjunto de cabos de aço de pequeno diâmetro embebidos em um elastômero de maior módulo, embora a rigidez axial continuasse elevada (TANAKA e SAITO, 1979).

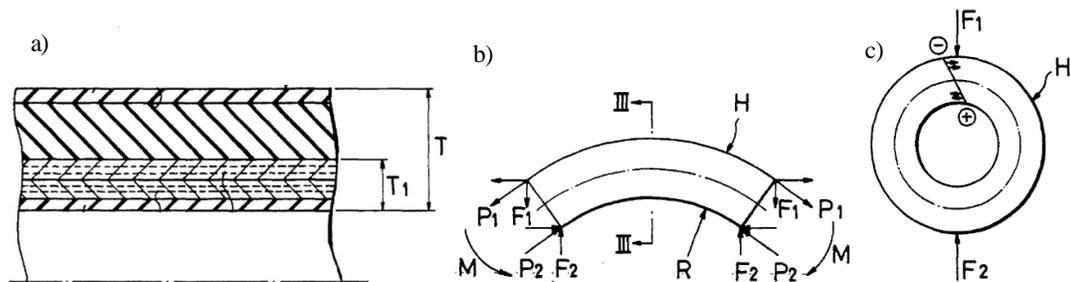
Ambrose *et al.* (1975) depositou a primeira patente referente a um mangote de dupla carcaça (Figura 7). Essa configuração apresentava a novidade das carcaças serem independentemente ancoradas no *nipple*. A primeira carcaça era mais robusta que a segunda carcaça, por conter o *bend stiffener*, e mais resistente à pressão interna por apresentar uma maior rigidez axial e flexional. Nesse caso, o vazamento da primeira carcaça era facilmente

detectado, devido ao inchamento da segunda carcaça quando submetida à pressão (AMBROSE, 1975).



**Figura 7:** Representação do mangote de dupla carcaça da Dunlop (AMBROSE, 1975).

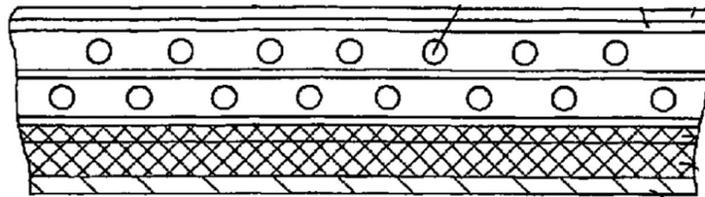
Wakabayashi *et al.* (1989) propôs uma construção de mangotes com vários tipos de cordonéis, inclusive de aço, com ângulos específicos em cada camada, como ilustra a Figura 8(a). Segundo ele, a construção traria maior resistência da carcaça ao colapso (*kink*), quando o mangote é fletido (ver Figura 8(b)). Nessa condição, as forças de esmagamento geradas (Figura 8(c)) seriam sustentadas pela característica dos grupos de *reinforcement plies*.



**Figura 8:** (a) Representação da seção transversal do mangote (b) representação do mangote sendo fletido, e (c) representação da força de esmagamento gerada pela flexão (WAKABAYASHI e KURODA, 1989).

Em relação ao material dos cordonéis de mangotes, Moring *et al.* (1976) patenteou um método para aderir o cordonel de poliaramida à borracha nitrílica utilizando dipagem de um polímero de cloreto de vinila, preferencialmente como um látex. A poliaramida apresenta grande estabilidade quanto à adesão com diversas composições de borrachas tradicionalmente utilizadas em mangotes e também ao látex (MORING e RAINES, 1976).

Zandiyeh (2008) cita que a mais recente patente na área é da Dunlop, focando nas camadas de reforço em mangotes resistente ao esmagamento. O equipamento compreende diversas camadas de reforço formadas por uma mistura de multifilamentos de fibras, incluindo pelo menos uma entre poliéster, poliaramida, poliamida e rayon. A Figura 9 mostra a seção transversal de um mangote, onde as camadas híbridas correspondem aos itens 14 e 16. De fato, esta publicação evidencia que a utilização de um único material nem sempre fornece as propriedades físicas desejáveis. Assim, um cordonel híbrido pode garantir um balanço de propriedades, tornando o mangote mais resistente e com menor peso. A patente apresenta um maior alongamento na ruptura ( $\approx 7,7\%$ ) de um cordonel híbrido de poliaramida e poliéster comparada ao de controle (Twaron<sup>TM</sup>), e um menor módulo ( $\approx 16,7$  GPa), que possibilita ao híbrido um maior compartilhamento de carga, sendo este um fator importante para mangotes. Já cordonéis de poliéster apresentariam uma força na ruptura muito baixa, sendo necessário o emprego de uma maior quantidade de material.



**Figura 9:** Representação da seção transversal do mangote com cordonel híbrido (ZANDIYEH, 2008).

### **3.4. Principais materiais poliméricos utilizados em mangotes**

#### **3.4.1. Propriedades de cordonéis poliméricos**

Hahn (2000) comparou algumas propriedades de fibras utilizadas na fabricação de cordonéis (Tabela 3). A poliamida e o poliéster são tradicionalmente empregados em mangotes por possuírem elevado alongamento na ruptura. No entanto, possuem a menor das resistências entre as fibras comparadas. As fibras de carbono e *E-glass* possuem os menores alongamento, sendo pouco utilizadas para esse conceito (HAHN, 2000).

Kovac *et al.* (1964) estudaram o potencial de utilização de cordonéis de poliéster em pneus. Pelo excelente alongamento na ruptura e à facilidade de produção, este cordonel ganhou o aceite do mercado da época (KOVAC e KERSKER, 1964). No entanto, devido à sua baixa resistência à ruptura, Papero *et al.* (1967) estudaram possibilidades híbridas de construção. Em um ensaio de tração, o cordonel 100% poliamida apresentou tenacidade igual a 6,1 g/d e alongamento 31%, já o 100% poliéster apresentou tenacidade 5 g/d e alongamento de 18%. Na mistura (30% poliéster/70% poliamida) houve um balanço das propriedades, com 6,4 g/d de tenacidade e 27% de alongamento (PAPERO, KUBU e ROLDAN, 1967).

**Tabela 3:** Propriedade mecânicas de fibras para diversos usos (HAHN, 2000).

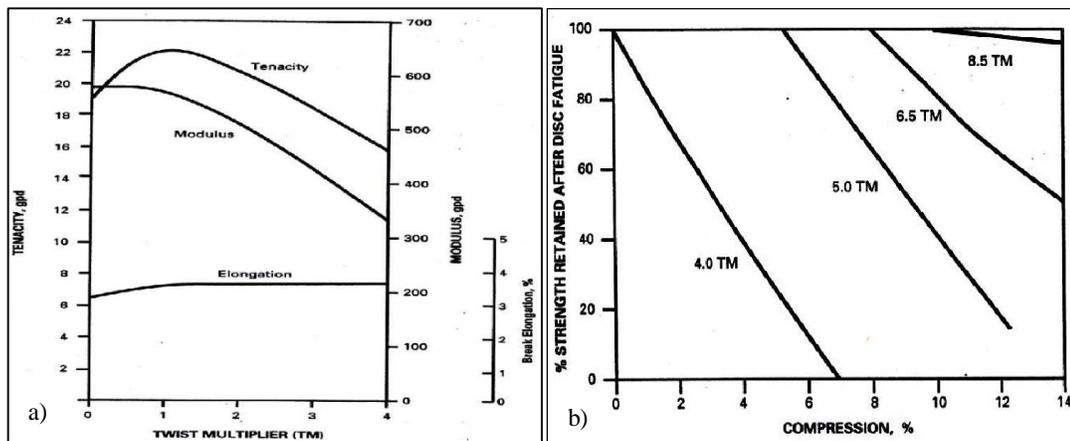
Propriedades	Poliaramida (Twaron)	Poliamida	Poliéster	Fibra de carbono	E-glass
Densidade (g/cm <sup>3</sup> )	1,44	1,14	1,38	1,78	2,58
Temp. de decomposição (°C)	450	--	--	3700	--
Temp. de fusão (°C)	--	255	260	--	825
Resistência (MPa)	2800	950	1160	3400	2000
Módulo de elasticidade (GPa)	80	6	14	238	73
Alongamento na ruptura (%)	3,3	20	13,5	1,4	2,0
Mistura de absorção (%)	4,5	4,5	0,5	0	0,3
Resistência residual em Temp. (%) (48 h, 200 °C)	90	45	55	100	95
Encolhimento ao calor (%) (ar, 4 min, 160 °C)	0,1	4	5,5	0	0

Já em 1978 surgiram propostas de utilização de cordonéis de poliaramida como reforço de cintas, pneus, mangotes, cabos e outros. Tal material forneceria um ganho significativo de resistência aos equipamentos, por ser quase quatro vezes mais resistente que o poliéster, embora com menor alongamento na ruptura, sendo cerca de 4%. Em seu trabalho, Wardle *et al.* (1978) também verificou ganho em resistência à fluência e adesão ao elastômero.

Kovac *et al.* (1964) demonstrou que para a obtenção dos cordonéis as fibras são submetidas ao processo de torção, que é realizado em duas etapas, a torção das fibras para produzir a perna do cordonel e, posteriormente, a torção das pernas entre si para formar o cordonel final. Os tipos mais comuns de torção são o do tipo “S” e do tipo “Z”, variando apenas a direção da rotação (LAMBILLOTTE, 1989). A torção do fio é realizada para dar um grau significativo de extensão e resistência à fadiga por compressão para o cordonel. No entanto, esta melhoria resulta em sacrifícios de resistência, módulo e resistência à fadiga. Onbilger *et al.* (2008) informou pela Figura 10(a) o efeito do grau de torção ou *Twist Multiplier* (TM) na tenacidade, módulo e alongamento no cordonel de poliaramida. A medida do grau de torção de um cordonel pode ser calculada de acordo com a Equação (1):

$$TM = 0,0137 \cdot TPI \cdot \sqrt{DL} \quad (1)$$

Onde: TPI é o número de torções do cordonel, em voltas por polegada; *DL* é a densidade linear do cordonel em denier (denier = quantidade (em gramas) de polímero em um fio de 9000 m de comprimento).



**Figura 10:** Efeito do grau de torção do cordonel de Kevlar (poliaramida) 1500 denier submetido à tração (a) e submetido a compressão (b) (ONBILGER e GOPEZ, 2008).

Akhundov *et al.* (1999) desenvolveram os métodos analítico e experimental para prever o comportamento em compressão de cordonéis embebidos em borracha. Nessa investigação, eles utilizaram espécimes de cordonel e borracha em formato de paralelepípedos com dimensões  $8 \times 10 \times 10$  mm,  $8 \times 10 \times 15$  mm e  $8 \times 10 \times 20$  mm. Os corpos de prova foram submetidos à compressão em uma máquina universal a uma velocidade de 50 mm/mim. Foi

obtida a curva de tensão vs deformação compressiva, sendo que para o cordonel de poliamida utilizado, a diferença máxima entre os dois métodos foi 6% (AKHUNDOV e LUNYOV, 1999).

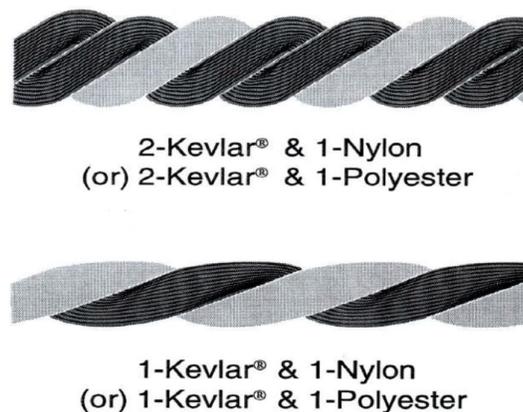
Williams *et al.* (1953) estudaram o comportamento de cordonéis em ensaios dinâmicos de compressão. Três amostras de Rayon com diferentes construções, tais como: 1 - 1650 denier, 2 pernas,  $11,5 \times 10$  twist; 2 - 1650 denier, 2 pernas,  $12 \times 12$  twist; 3 - 1650 denier, 2 ply,  $13 \times 13$  twist e uma amostra de 4 - Cotton 11,5 S/4/2 foram submetidas ao ensaio dinâmico em um dispositivo rotativo com dois discos desalinhados capaz de comprimir e tracionar o corpo de prova, que foi chamado de *Disc fatigue test*. Antes do ensaio dinâmico, as amostras 1-4 apresentavam força na ruptura igual a 100, 96, 91 e 83 N, respectivamente. O experimento revelou que, com 15% de compressão e 3% de tração, aos 1000 ciclos, os cordonéis 1-4 perderam 2,6, 0,6, 0,4 e 1 N da força inicial, respectivamente. Em um estudo mais recente, Naskara *et al.* (2004) realizaram um experimento bastante similar. Os cordonéis de poliamida 6, poliamida 6,6 e poliéster, numa deformação de  $\pm 10\%$ , perderam, respectivamente, 19, 18 e 32% de sua resistência inicial após ciclar por 120 h. O cordonel de poliéster seria mais susceptível à fadiga que os cordonéis de poliamida por apresentar um módulo maior e um alongamento menor.

Hearle *et al.* (1977) investigaram a resistência à fadiga de fibras de poliaramida (kevlar 29) com o ensaio *Flex test* (dispositivo de ensaio que proporciona compressão nas cordas). A morfológica da fratura em quase todos os ensaios realizados mostraram divisão axial, confirmando a indicação de baixa resistência na direção perpendicular ao eixo da fibra. Fransson *et al.* (1984) ensaiaram cordonéis de poliaramida por um dispositivo chamado de *Roller fatigue testing*, onde um motor girava duas polias acopladas por uma correia de borracha reforçada por duas camadas de cordonel de Kevlar®. Cinco cordonéis foram construídos com diferentes graus de torção 265, 241, 228, 210 e 140 voltas/m, sendo classificados por um fator  $\alpha_m$  ( $= \text{torção} \cdot (\text{densidade linear})^{0,5}$ ) de  $6,34 \times 10^{-3}$ ,  $5,71 \times 10^{-3}$ ,  $5,41 \times 10^{-3}$ ,  $5,00 \times 10^{-3}$ ,  $3,24 \times 10^{-3}$ , respectivamente. Com deformação em tração de 0,5% e compressiva de 4,3%, as amostras romperam com  $10^{6,9}$ ,  $10^{6,7}$ ,  $10^{5,8}$ ,  $10^5$  e  $10^4$  ciclos. Diferentemente do *Disc fatigue test*, que diminui a resistência do cordonel de forma gradual, o *Roller fatigue test* fez com que os cordonéis preservassem grande parte de sua resistência inicial até próximo da ruptura.

A baixa resistência à fadiga por compressão de cordonéis de alto módulo fez surgirem novas tecnologias. Onbilger *et al.* (2008) demonstraram uma melhoria nessa propriedade com a

construção de cordonéis com um núcleo e fios torcidos externamente, também chamada de “*Core-inserted Cord*”. O bom desempenho estaria atrelado à relação entre o tamanho do fio que compõe o núcleo e o tamanho dos fios externos. Foi verificada uma variação da resistência à fadiga quando se comparou cordonéis com 4 fios, sendo 3 externos de Kevlar 6,5 TM com 3000 denier cada, onde se variou a densidade do fio de poliamida (nylon) localizado no núcleo. O núcleo com nylon 200 denier apresentou 1200 N de resistência após ciclar 6 h com 15% de compressão. Já o cordonel com núcleo de nylon 1000 denier apresentou 1450 N nas mesmas condições. Assim, o núcleo distribuiria mais uniformemente as cargas compressivas e deteria a colisão entre os fios de poliaramida.

Onbilger *et al.* (2008) também estudaram a possibilidade de construção com cordonéis híbridos, chamada de “*Hybrid cord*”. Nesse caso, os cordonéis foram feitos combinando diferentes tipos de fios durante a fabricação. A Figura 11 mostra as construções com fios de poliaramida (kevlar), poliamida (nylon) e poliéster. O cordonel convencional com 3 fios de Kevlar 1500 denier cada apresentou alongamento na ruptura igual a 4,6% e resistência residual em fadiga por compressão (*disc fatigue*, 15% compressão, 6 h) igual a 21%. Enquanto o cordonel híbrido com 2 fios de Kevlar (1500 denier cada) e 1 fio de nylon (1260 denier) gerou aumento no alongamento máximo para 7,6% e na resistência residual em fadiga para 48%.



**Figura 11:** Representação de alguns cordonéis híbridos (ONBILGER e GOPEZ, 2008).

Weber *et al.* (1996) avaliaram a adesão entre cordonéis de poliéster e poliaramida com borracha utilizada na fabricação de pneus, tratando os cordonéis em uma câmara com atmosfera de gás de flúor. Nesta atmosfera, a concentração de gás pode ser variada até 6% F<sub>2</sub>-gás em nitrogênio. Para o poliéster, o valor mínimo e máximo de adesão foi de 8 N/mm (3,8% flúor) e 14 N/mm (0,4% flúor), respectivamente. Já para a poliaramida, a adesão foi maior, de

11 N/mm (5,6% flúor) a 17 N/mm (0,4% flúor). Jamshidi *et al.* (2005) estudaram cordonéis de nylon 6, nylon 66 e poliéster utilizando resorcinol–formaldeído–latex (RFL) para promover a adesão com a borracha. O nylon 6 apresentou cerca de 12 N/mm quando vulcanizado a 130 °C e o nylon 66 e o poliéster apresentaram valor máximo de 8 N/mm.

Zandiyeh *et al.* (2008), em sua patente sobre mangueira resistente a esmagamento, comparou a adesão de diversos cordonéis. Ao vulcanizá-los com borracha, os cordonéis híbridos de poliaramida (Twaron™) e poliamida (nylon) apresentaram um valor de 25 N/mm. Para cordonéis de poliaramida (Twaron™) a força de adesão foi de 25 N/mm. Já os cordonéis de Rayon apresentaram 9,5 N/mm. Os valores aumentaram com outro tipo de borracha (sem descrição) sendo 37 N/mm para os cordonéis híbridos, 40 N/mm para a poliaramida e 9 N/mm para os cordonéis de Rayon.

#### **3.4.2. Tipos de borrachas utilizadas em tubulações flexíveis**

A indústria de equipamentos a base de borracha favorece a utilização de SBR (copolímero de estireno butadieno), pois esse material oferece melhorias em abrasão, tração e propriedades de histerese. O SBR, de natureza apolar, pode ser produzido por um processo de emulsão e um processo de solução. Já a borracha nitrílica (NBR) é um copolímero de butadieno e acrilonitrila de natureza polar, sendo muito utilizado para operar em contato com óleo por ser resistente a muitos hidrocarbonetos (DICK, 2001).

El-Lawindy *et al.* (2000) estudaram as propriedades mecânicas em tração da borracha SBR com diferentes tipos de negro de fumo. As amostras foram vulcanizadas a uma temperatura de  $143 \pm 2$  °C em uma pressão de  $40 \text{ kg.m}^{-2}$  por 30 min. Para a borracha SBR pura, o módulo de elasticidade encontrado foi de 1,6 MPa, a tensão nominal na ruptura foi de 3,5 MPa e o alongamento na ruptura foi de 310%. Ao utilizar o negro de fumo do tipo *intermediate super abrasion furnace* (ISAF), verificou-se o maior módulo de elasticidade (17,2 MPa), com uma tensão de ruptura de 11,8 MPa e alongamento na ruptura de 70%.

Além da borracha NBR, a norma API 17B (2002) recomenda a utilização de borracha nitrílica hidrogenada (HNBR) e policloropreno (CR) para o *liner*. A Tabela 4 mostra as principais propriedades desses materiais. Para o caso de borracha nitrílica, aumenta-se a resistência a aromáticos aumentando o teor de acrilonitrila no polímero. No entanto, ocorre uma redução nas propriedades mecânicas do material. A dissolução de gases contidos na borracha pode levar a falha por *blistering*, que consiste na formação de bolhas dentro da borracha em função do gás dissolvido aumentar o volume com uma redução da pressão.

### 3.5. Modelos numéricos

Como mencionado anteriormente, o projeto de mangote é dividido em três instâncias: modelo local, modelo local refinado e modelo hidrodinâmico. O primeiro modelo necessário é o modelo local, utilizado para fazer a configuração da seção transversal do tubo. Neste modelo, as propriedades dos materiais e a disposição dos reforços determinam a resistência e a rigidez do tubo. Uma vez que o projeto local do tubo esteja definido, ou seja, que as propriedades do tubo flexível sejam conhecidas, um modelo global ou hidrodinâmico é gerado a partir dos dados de rigidez do tubo e das condições do ambiente de trabalho.

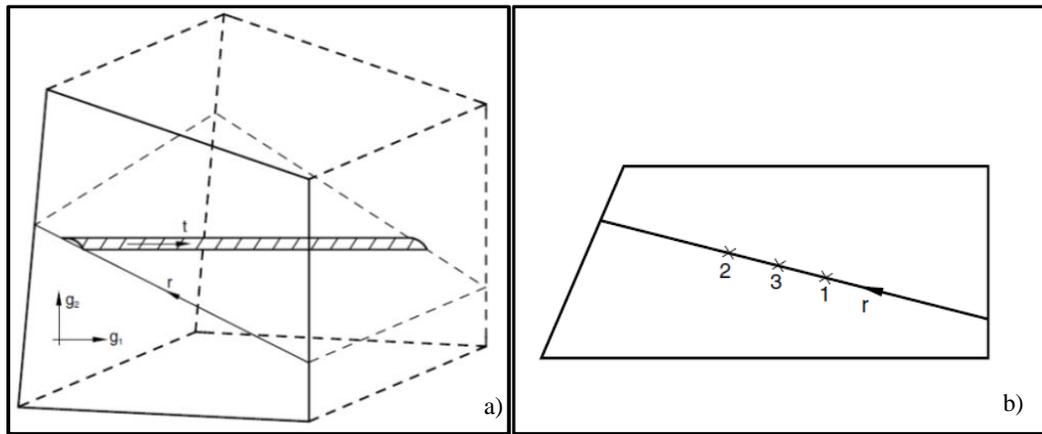
Como resultado, o modelo permite prever quais forças e momentos irão agir sobre cada um dos segmentos dos tubos presentes na linha. Na última etapa do projeto, os resultados obtidos nas duas etapas anteriores são combinados e inseridos em um modelo local refinado para conhecer em detalhes o carregamento em cada um dos componentes da estrutura do tubo flexível. Assim, buscou-se investigar modelos numéricos necessários para desenvolvimento dessa simulação, bem como os trabalhos anteriores na área.

**Tabela 4:** Características dos principais elastômeros utilizados em tubulações flexíveis (API 17B, 2002).

	<b>Temperatura de fragilização (°C)</b>	<b>Temperatura máxima de operação contínua (°C)</b>	<b>Características</b>
NBR	-20 a 40	125	Propriedades dependem do teor de acrilonitrila; Resiste muito bem a hidrocarbonetos; Boas propriedades mecânicas; Boa impermeabilidade e resistência ao calor; Baixa resistência ao ozônio e UV.
HNBR	-40 a 50	150	Boa resistência a hidrocarbonetos; Excelentes propriedades mecânicas; Excelente impermeabilidade e resistência a intempéries.
CR	-30 a 40	100	Razoavelmente resistente a hidrocarbonetos; Boas propriedades mecânicas; Excelente resistência a intempéries

### 3.5.1. Elementos REBAR

Os elementos chamados REBAR, ou *Reinforcement Bars*, compõem um modelo matemático utilizado por softwares de elementos finitos em geral utilizado para o cálculo de deformações de reforços de estruturas. A resolução do equacionamento é bastante complexa e requerer auxílio computacional. A Figura 12(a-b) mostra a metodologia de cálculo utilizada pelo Abaqus (2008) para o modelamento 3D e bidimensional com os elementos REBAR (ABAQUS INC, 2008).



**Figura 12:** (a) REBAR em um sólido, e (b) Elemento de duas dimensões.

A fim de nomear as coordenadas em relação à localização no espaço,  $g_i$ ,  $i = 1,2$  são as coordenadas isométricas usuais do elemento. E  $r$  uma coordenada isométrica ao longo da linha onde a face do elemento intercepta o plano do reforço, com  $-1 \leq r \leq 1$  como parâmetro de um elemento.

O REBAR deve ser integrado em um ou dois pontos, dependendo da ordem de interpolação em elementos subjacentes. O volume da integração ( $\Delta V$ ), a posição, a deformação do REBAR ( $\epsilon$ ), e a primeira e segunda variação da deformação do REBAR ( $\delta_\epsilon$  e  $d\delta_\epsilon$ ), em cada ponto são calculados pela Equação (2)

$$\Delta V = \frac{A_r}{S_r} \left( \frac{\partial x}{\partial r} \cdot \frac{\partial x}{\partial r} \right)^{\frac{1}{2}} t_o W_N \quad (2)$$

onde:  $t_o = 2\pi x_1$  para elementos axi-simétricos;  $A_r =$  é a área de seção transversal do REBAR;  $S_r =$  é o espaçamento do REBAR (para elementos axi-simétricos  $S_r = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_1^0 \end{pmatrix} S_r^0$ , onde  $x_1^0$  é o

raio em que o espaçamento  $S_r^0$  é dado);  $W_N = \bar{w}$  é o peso de Gauss associado com a integração do ponto ao longo da linha ( $r$ );  $x = x(g_1)$  é a posição, e  $\frac{\partial x}{\partial r} = \frac{\partial x}{\partial g_1} \frac{\partial g_1}{\partial r}$ .

A deformação é dada pela Equação (3), onde  $dl$  e  $dl_0$  são o comprimento medido ao longo do REBAR na configuração atual e inicial, respectivamente:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \ln \left( \frac{dl^2}{dl_0^2} \right) \quad (3)$$

Os deslocamentos permitidos por esses elementos são calculados pela Equação (4)

$$\frac{dl^2}{dl_0^2} = \cos^2 \alpha \lambda_r^2 + \sin^2 \alpha \lambda_t^2 \quad (4)$$

onde  $\alpha$  é a orientação do REBAR a partir do plano do modelo;  $\lambda_r^2 = \frac{\partial x}{\partial r} \cdot \frac{\partial x}{\partial r} / \frac{\partial x_0}{\partial r} \cdot \frac{\partial x_0}{\partial r}$  é a razão quadrada do alongamento na direção ( $r$ ), e  $\lambda_t$  é a razão do alongamento na direção da espessura, sendo  $\lambda_t = \frac{x_1}{x_{10}}$  para elementos axi-simétricos.

A primeira derivada da deformação é calculada pela Equação (5), onde:  $\delta_{pt} = \sin^2 \alpha x_1 \delta x_1 / x_{10}^2$  para casos com elementos axi-simétricos.

$$\delta_\varepsilon = \left( \frac{dl_0}{dl} \right)^2 \left( \cos^2 \alpha \frac{\partial x}{\partial r} \cdot \frac{\partial \delta x}{\partial r} / \frac{\partial x_0}{\partial r} \cdot \frac{\partial x_0}{\partial r} + \delta_{pt} \right) \quad (5)$$

O resultado da segunda variação da deformação é calculado pela Equação (6):

$$d\delta_\varepsilon = -2 \left( \frac{dl_0}{dl} \right)^2 \left( \cos^2 \alpha \frac{\partial x}{\partial r} \cdot \frac{\partial \delta x}{\partial r} / \frac{\partial x_0}{\partial r} \cdot \frac{\partial x_0}{\partial r} + \delta_{pt} \right) \cdot \left( \cos^2 \alpha \frac{\partial x}{\partial r} \cdot \frac{\partial \delta x}{\partial r} / \frac{\partial x_0}{\partial r} \cdot \frac{\partial x_0}{\partial r} + d_{pt} \right) \\ + \left( \frac{dl_0}{dl} \right)^2 \left( \cos^2 \alpha \frac{\partial x}{\partial r} \cdot \frac{\partial \delta x}{\partial r} / \frac{\partial x_0}{\partial r} \cdot \frac{\partial x_0}{\partial r} + d\delta_{pt} \right) \quad (6)$$

### 3.5.2. Modelos constitutivos para materiais hiperelásticos

As especificações de propriedades não lineares em modelos hiperelásticos são complexas. Diversas teorias constitutivas para grandes deformações elásticas, baseadas nas funções de energia de deformação, têm sido desenvolvidas para esse tipo de material, tais como: *Arruda-Boyce*, *Marlow*, *Mooney-Rivlin*, *Neo-Hookean*, *Ogden*, *Polinomial*, *Van der Waals* e *Yeoh* (GENT, 2001). Os softwares avaliam automaticamente esse comportamento criando curvas aproximadas usando o modelo selecionado pelo usuário. Também podem ser utilizados dados experimentais para selecionar a curva ótima para o comportamento do material.

Em geral, a densidade de energia de deformação de um material isotrópico, incompressível e hiperelásticos é determinado por invariantes não triviais conforme o tensor de deformação de Cauchy-Green,  $B$ . Esses invariantes podem ser estritos pelas Equações (7) e (8):

$$I(B) = \text{trace}(B) \quad (7)$$

$$II(B) = \text{trace}(B^2) \quad (8)$$

O tensor de carregamento é relacionado com o gradiente de deformação  $F$ . O terceiro invariante de  $B$  é o determinante, que é sempre igual a 1 para um material incompressível.

O primeiro invariante do tensor  $B$  definido como na Equação (7) é uma medida de “tamanho” do gradiente de deformação  $\text{trace}(B) = \text{trace}(FF^2) = F \cdot F = |F|^2$ . Isto tem propriedades interessantes que pode ser escritas por termos principais independentes  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$ , pela Equação (9):

$$I(\lambda_1, \lambda_2) = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \frac{1}{\lambda_1^2 \lambda_2^2} \quad (9)$$

Usando a Equação (9), isso pode ser demonstrado que o mínimo valor de  $I$  é 3 e o mínimo é obtido quando os principais carregamentos são iguais a 1. Portanto, o primeiro invariante é uma boa escolha para uma variável independente na função da densidade de energia de deformação.

O primeiro invariante da tração uniaxial é dada pela Equação (9):

$$I\left(\lambda, \frac{1}{\sqrt{\lambda}}\right) = \lambda^2 + \frac{2}{\lambda} \quad (10)$$

Onde  $\lambda$ , o carregamento na direção axial, satisfaz  $\lambda \geq 1$ . Da Equação (9), pode-se ver que  $I$  tem um range monotônico de 3 ao  $+\infty$  com o carregamento que vai de 1 a  $+\infty$ . Durante uma deformação uniaxial de extensão ilimitada,  $I$  irá passar por todos esses possíveis valores. Se a densidade de energia da deformação  $U$  é uma função de  $I$ , então a densidade de energia da deformação também irá passar por todos esses possíveis valores. Para uma deformação geral na qual o primeiro invariante tem o valor de  $\hat{I}$  em algum ponto do material., pode-se sempre encontrar um único carregamento uniaxial  $\lambda_r$ , conforme mostra a Equação (11):

$$\lambda_r^2 + \frac{2}{\lambda_r} = \hat{I} \quad (11)$$

Se assume-se a densidade de energia da deformação dependente somente de  $I$ , então a Equação (11) permite expressar em termos do teste uniaxial sem ter que assumir alguma forma funcional particular tal como os modelos de Yeoh, Neo-Hookean, ou Arruda-Boyce. O fato que um modelo do primeiro invariante é completamente determinado por um simples teste.

Dado um valor do primeiro invariante, dito  $\hat{I}$ , que é maior que 3, pode-se encontrar um trecho de tração uniaxial, na qual o primeiro invariante na deformação uniaxial (definida por  $I\left(\lambda, \frac{1}{\sqrt{\lambda}}\right) = \lambda^2 + \frac{2}{\lambda}$ ) que tem um valor. Este trecho uniaxial  $\lambda_T(\hat{I})$ , satisfaz a Equação (12):

$$\lambda_T(\hat{I})^3 - \hat{I}\lambda_T(\hat{I}) + 2 = 0 \quad (12)$$

A Equação (12) é um polinômio cuja raiz é maior do que 1. A raiz é o trecho uniaxial no qual o primeiro invariante é  $\hat{I}$  (MARLOW, 2003).

A forma de *Arruda-Boyce* é baseada pela Equação (13):

$$U = \mu \left[ \frac{1}{2}(\bar{I}_1 - 3) + \frac{1}{20\lambda_m^2}(\bar{I}_1^2 - 9) + \frac{11}{1050\lambda_m^4}(\bar{I}_1^3 - 27) + \frac{19}{7000\lambda_m^6}(\bar{I}_1^4 - 81) + \frac{519}{673750\lambda_m^8}(\bar{I}_1^5 - 243) \right] + \frac{1}{D} \left( \frac{J_{el}^2 - 1}{2} - \ln J_{el} \right) \quad (13)$$

Onde:  $U$  é a energia de deformação por unidade de volume;  $\mu$ ,  $\lambda_m$  e  $D$  são parâmetros do material dependentes da temperatura;  $\bar{I}_1$  é a primeira invariante de deformação definida como  $\bar{I}_1 = \bar{\lambda}_1^2 + \bar{\lambda}_2^2 + \bar{\lambda}_3^2$ ;  $\mu$  é relatado em função do modulo de cisalhamento inicial  $\mu_0 = \mu \left( 1 + \frac{3}{5\lambda_m^2} + \frac{99}{175\lambda_m^4} + \frac{513}{875\lambda_m^6} + \frac{42039}{67375\lambda_m^8} \right)$ , sendo  $\lambda_m$  é geralmente 7;  $D$  é obtido do Bulk módulo  $K_0 = \frac{2}{D}$  (ABAQUS INC, 2008).

Para a forma de *Marlow*, é suposto que um material é submetido um teste de tração axial e que para cada valor da deformação uniaxial  $\epsilon = \lambda - 1$ . A tração uniaxial nominal é chamada de  $T(\epsilon)$ . Para conseguir a energia de deformação correspondente, dado o valor do primeiro invariante,  $\hat{I}$ , simplesmente integrou-se a curva de tensão-deformação uniaxial de 0 deformação para a deformação de  $\lambda_T(\hat{I}) - 1$ . Desde que  $\hat{I}$  é arbitrário, a densidade de energia de deformação  $U$  é completamente determinada, assumindo que  $U(3) = 0$ , sendo dada pela Equação (14):

$$U(I) = \int_0^{\lambda_T(\hat{I})-1} T(\epsilon) d\epsilon \quad (14)$$

Onde  $\lambda_T(\hat{I})$  pode ser obtido pela Equação (12). Uma expressão similar baseada na tração equibiaxial ou tração planar pode ser derivada também. A densidade da energia de deformação dada pela Equação (14) irá reproduzir exatamente a resposta da tensão-deformação usada na integral.

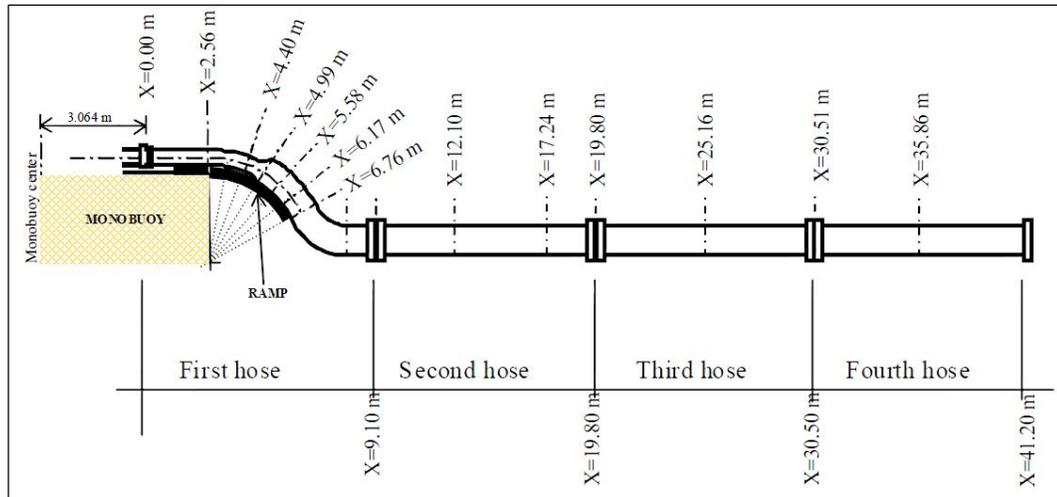
A prática do cálculo requer dados experimentais para calibrar o modelo do material. Nesses casos, a Equação (14) torna-se a relação constitutiva geral para materiais incompressíveis do qual a energia de deformação é uma função do primeiro invariante (MARLOW, 2003).

### **3.6. Modelos numéricos aplicados a tubulações flexíveis**

A metodologia de construção de modelos numéricos é encontrada em grande parte na literatura sobre pneus, cujos materiais são os mesmos empregados nos mangotes. Especialmente, a tese de doutorado de Erşahin *et al.* (2003), que detalha a construção de um modelo para estabelecer a força resultante na dinâmica de um pneu, e os resultados foram validados por comparação com resultados experimentais, comprovando a acurácia da simulação (ERŞAHİN, 2003). Yanjin *et al.* (2006) estudaram a influência do ângulo dos cordonéis em pneus radiais sob diferentes estados de movimento. Nesse caso, observou-se os níveis de carregamento nos cordonéis ao longo do comprimento radial do pneu em diferentes ângulos:  $\pm 64^\circ$ ,  $\pm 68^\circ$ ,  $\pm 72^\circ$ ,  $\pm 76^\circ$  e  $\pm 80^\circ$ . Após avaliar o balanço entre a deformação e a tensão nos cordonéis, através da energia de deformação, comprovou-se que o ângulo ideal para essa aplicação seria  $\pm 72^\circ$  (YANJIN, GUOQUN e GANG, 2006).

Roveri *et al.* (2002) analisaram mangotes com auxílio de um modelo hidrodinâmico e verificaram a ação de forças em uma linha de mangotes flutuantes em um sistema CALM (*Catenary Anchor Leg Mooring*) localizado no estado do Rio Grande do Sul com 24 m de profundidade. Na Figura 13 é apresentado um desenho esquemático da linha na região próxima à monobóia e a posição  $X = 0 \text{ m}$  corresponde à sua conexão (ROVERI, SAGRILO e CICILIA, 2002). Este estudo foi constituído de duas fases, a primeira, com o software SIMO obteve-se as forças dinâmicas na linha e a movimentação da monobóia e do tanque de óleo nos pontos onde estão conectados os mangotes flutuantes. Nessa fase, são considerados dados estáticos como as propriedades dos mangotes obtidas nesse projeto e os coeficientes hidrodinâmicos. Já na segunda fase, com o software ANFLEX (atualmente essa etapa é realizada pelo software comercial Orcaflex), obtém-se os espectros de forças e deslocamentos ao longo do tempo, ou seja, a resposta dinâmica, por exemplo o número de ciclos em função

da força axial e momentos da linha. Este modelo hidrodinâmico visou calcular forças de tração e momento fletor na linha. Analisou-se os carregamentos em diferentes condições (estado do mar), identificando-se as condições críticas na linha de mangotes. A Tabela 5 mostra os mais prováveis máximos da força axial,  $F_X$ , e dos momentos  $M_X$  e  $M_Z$  em todas as seções analisadas em 3 h de exposição. Utilizou-se a distribuição de Weibull considerando o histórico de forças máximas.



**Figura 13:** Seções analisadas na linha de mangotes flutuantes (ROVERI, SAGRILO e CICILIA, 2002).

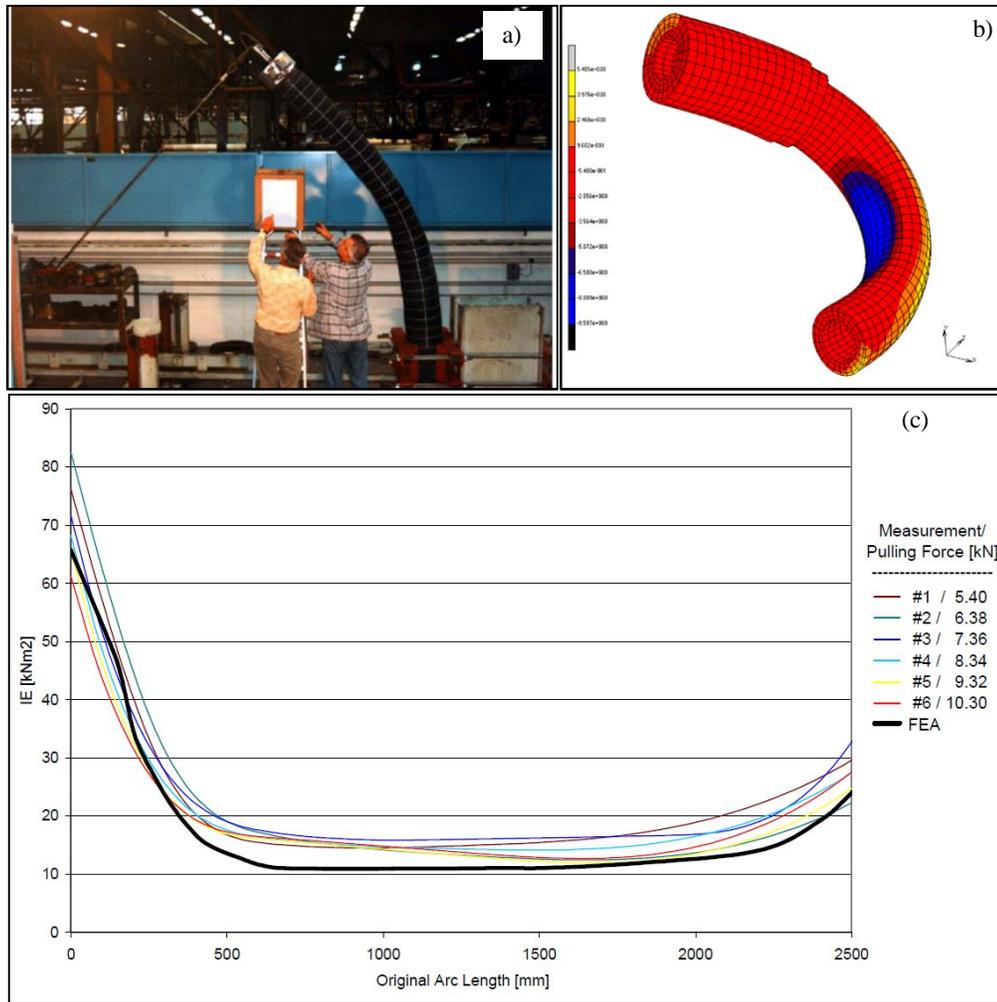
Já Costa (2007) desenvolveu um modelo hidrodinâmico com o *software* Orcaflex para estudar uma nova concepção de linha de mangote para transferência de óleo no mar. A nova linha apresentou carregamentos menores que a tradicionalmente utilizada e dentro dos limites normativos (COSTA, 2007). Como os modelos hidrodinâmicos disponíveis na literatura, pode-se obter os carregamentos empregados em simulações com modelos locais.

Antal *et al* (2003) estudaram o comportamento de tubulações flexíveis de acordo com a API 17K. Os autores apresentam como seguir as exigências da norma, incluindo detalhes em relação a como criar os modelos numéricos requeridos. O artigo foca em uma mangueira de transporte de líquidos sob alta pressão que, embora menor que um mangote, é construída da mesma forma e com os mesmos materiais, fornecendo assim informações relevantes. A análise consistiu na obtenção da rigidez em flexão, ou seja, a validação do modelo de elementos finitos a partir do teste experimental do protótipo de mangote, como mostra a Figura 14(a).

**Tabela 5:** Carregamentos na linha de mangote (ROVERI, SAGRILO e CICILIA, 2002).

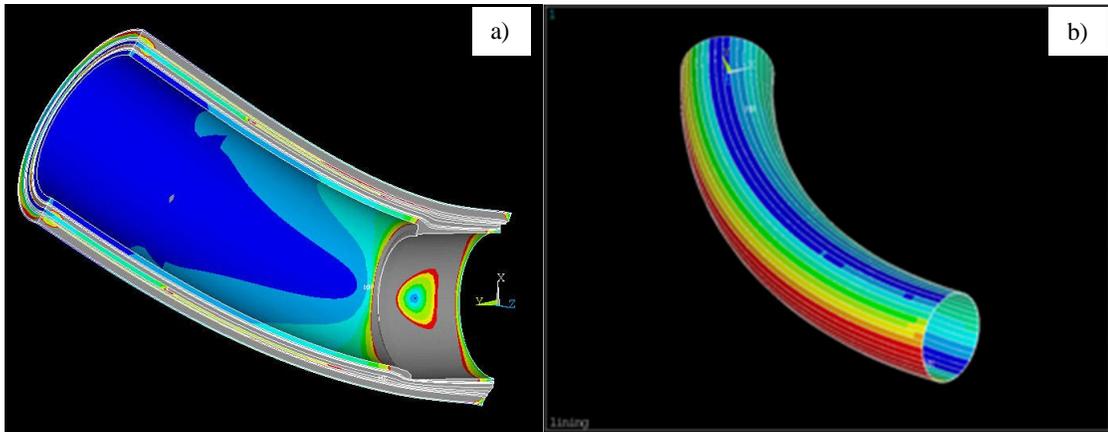
Hose Section X (m)	Maximum of the Most Probable 3-h Extreme Values		
	Axial Force (kN)	Moment $M_Y$ (kN.m)	Moment $M_Z$ (kN.m)
0.00	120.5	34.444	51.232
2.56	130.18	8.0682	26.022
4.40	98.655	23.189	13.514
4.99	128.37	28.357	16.964
5.58	134.26	29.493	18.856
6.17	139.37	30.915	20.858
6.76	147.37	30.852	25.573
8.53	128.88	29.274	32.171
9.10	130.27	35.776	30.824
12.10	110.59	18.286	19.414
17.24	109.68	19.66	19.179
19.80	106.99	19.53	21.449
25.16	109.71	14.305	15.4
30.51	108.42	18.628	14.437
35.86	103.25	15.821	14.04

A malha 3-D da estrutura foi construída utilizando-se elementos tetraédricos. As camadas de borracha puras foram modeladas pela formulação de hiperelásticidade de *Mooney-Rivlin*. As camadas de reforço foram modeladas com a formulação REBAR (*Reinforcing bar*). Essas sub-rotinas foram desenvolvidas pelo usuário do software para garantir a descrição típica de não-linearidade da borracha e das fibras têxteis. Antal *et al.* (2003) apresentou o resultado de deformação axial de um modelo com essas características (Figura 14(b)) (ANTAL, NAGY e BOROS, 2003) e a distribuição de rigidez flexional ao longo do comprimento do mangote, medida em 6 testes experimentais e comparados com a simulação (Figura 14(c)). Nota-se o aumento da rigidez nas extremidades devido à presença de terminação. Já na região central, a rigidez flexional (EI) variou entre 10 – 16 kN.m<sup>2</sup>. É importante notar que o mangote simulado se comportou de forma similar aos ensaios experimentais realizados, comprovando a acurácia dos modelos numéricos com elementos do tipo REBAR (ANTAL, NAGY e BOROS, 2003).



**Figura 14:** (a) Ensaio de rigidez em flexão de um mangote, (b) escala de deformação axial na simulação de flexão, (c) distribuição de rigidez flexional ao longo do comprimento (ANTAL, NAGY e BOROS, 2003).

Zandiyeh (2006) criou modelos que estimam a vida em fadiga das camadas de borracha do mangote. Para a determinação de carregamentos em camadas individuais e em partes do mangote, realizaram-se estudos com a elaboração de modelos hidrodinâmicos e de modelos locais com iterações mais complexas que as desenvolvidas até o momento. A Figura 15(a) mostra um modelo da terminação do mangote. A partir desse modelo foi possível identificar os esforços atuantes na interface *liner/nipple* e em outras regiões críticas do mangote. Outros modelos 3D foram usados para determinar as tensões e as deformações no corpo do mangote. Um exemplo é o modelo demonstrada na Figura 15(b), que foi usado para identificar tensões e deformações em camadas individuais (ZANDIYEH, 2006).



**Figura 15:** (a) Modelo de elementos finitos da terminação e (b) modelo 3D do corpo do mangote (ZANDIYEH, 2006).

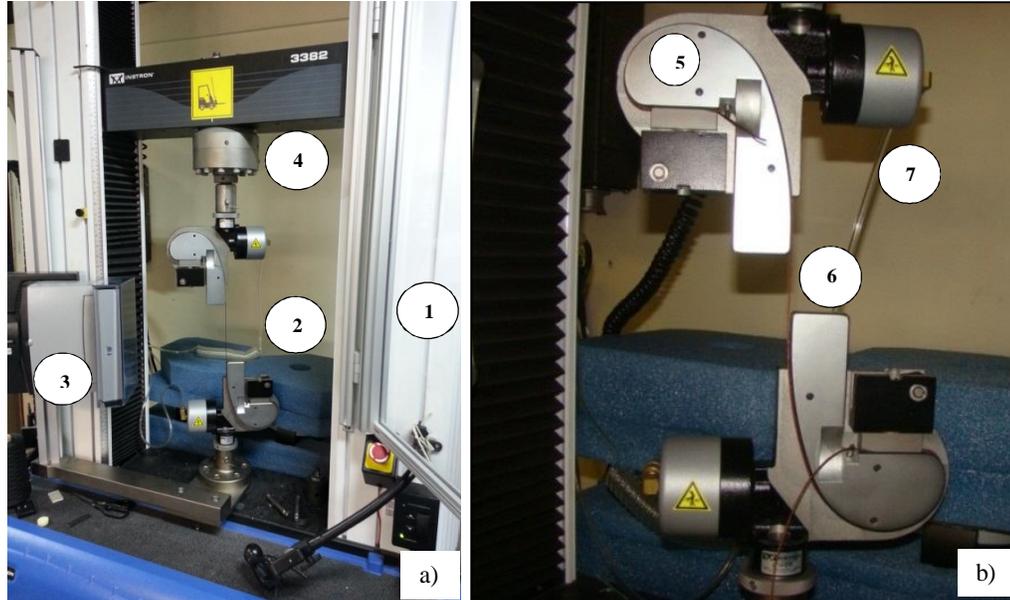
A partir de estudos de degradação dos materiais, o dano acumulado pode ser estimado. Para comparação dos resultados teóricos foram utilizados resultados experimentais obtidos de testes conforme API 17k. Os carregamentos calculados foram transferidos para modelos de elementos finitos e avaliou-se as deformações da borracha na região da interface *liner/nipple*. As deformações foram avaliadas no topo e na base da conexão e sob diversas condições de carregamento. Dentre as análises, a máxima deformação principal ocorreu no topo da conexão sob flexão, chegando a um patamar de 92% no *liner*. O cruzamento das deformações com os dados de fadiga do material possibilitou estimar o número de ciclos até a falha.

## 4. MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo é dividido em duas seções principais. A primeira descreve a metodologia dos ensaios realizados em laboratório para obtenção das propriedades mecânicas dos materiais utilizados no mangote. A segunda detalha a confecção dos modelos numéricos utilizados para descrever o comportamento do novo mangote

### 4.1. Ensaios de tração e compressão de cordonéis

Para o ensaio de tração dos cordonéis foram utilizados corpos-de-prova torcidos e dipados fornecidos pelos fabricantes DuPont, Kordsa e Teijin. Foi utilizada uma máquina universal de tração Instron 3382 (Figura 16(a)) e com garras específicas acopladas (Instron 2714-010), de capacidade de 5 kN (Figura 16(b)). Para o ensaio dos cordonéis de poliamida e poliéster, utilizou-se a norma ASTM D885, para comparação a relação de área transversal foi de 1,0 e 0,58, respectivamente. Para o ensaio dos cordonéis de poliaramida e híbrido, utilizou-se a norma ASTM D7269, sendo ambos com a relação de área transversal igual a 0,41.



**Figura 16:** (a) Máquina universal de ensaios Instron utilizada: PC (1), Dispositivo de ensaio (2), vídeo extensômetro (3), célula de carga (4); (b) Garras Instron 2714-010 (5), CP (cordone) (6) e conexões pneumáticas (7).

Para ensaiar os cordonéis, estes foram fixados na máquina de ensaio de tração e, em seguida, estirados ou carregados até a ruptura. Os dados da curva força vs Deformação (FASE) foram determinados diretamente. A aquisição dos dados foi realizada por um controlador conectado junto a um registro eletrônico e a um computador.

A velocidade de afastamento para todos os cordonéis foi relacionada, em mm/mim, com 50% do valor nominal do comprimento do corpo-de-prova. Apesar da relação de velocidade ser igual para os cordonéis de poliaramida e os demais cordonéis, observou-se normas diferentes e o comprimento do corpo do prova também foi diferente, como descrito a seguir:

- Cordonéis com poliaramida: Os corpos-de-prova foram cortados em um comprimento superior a 750 mm para fixação na garra de ensaio. Os corpos de prova foram pré-condicionados em ambiente climatizado a uma temperatura de  $45 \pm 5$  °C durante 5 h. O ensaio foi realizado a  $24 \pm 2$  °C e umidade relativa de  $55 \pm 2\%$ .
- Demais cordonéis: Os corpos-de-prova foram cortados em um comprimento superior a 700 mm para fixação na garra de ensaio. Os corpos de prova não foram pré-condicionados em ambiente climatizado. O ensaio foi realizado a  $24 \pm 2$  °C e umidade relativa de  $55 \pm 2\%$ .

Os corpos de prova foram pré-tensionados com uma força relacionada à sua densidade, sendo uma pré-tensão de 1 N para os corpos de prova com densidade abaixo de 400 tex (3600 denier), de 2 N para corpos de prova de 400-600 tex (3600-5400 denier), de 3 N para corpos de prova de 600-800 tex (5400-7200 denier) e de 4 N para corpos de prova com densidade acima de 800 tex (7200 denier). Para cada amostra de cordoneel, foram ensaiadas 10 corpos de prova, cujos resultados foram utilizados para compor uma curva média utilizada na análise por elementos finitos e para comparação com dados disponíveis na literatura (ZANDIYEH, 2008) (ONBILGER e GOPEZ, 2008).

Já para a descrição do comportamento em compressão dos cordonéis, foi criado um modelo numérico que representasse o corpo de prova utilizado no ensaio de compressão. Os resultados do ensaio foram obtidos em relatório interno do laboratório (LAPOL, 2009). Para realização da simulação utilizou-se os seguintes passos:

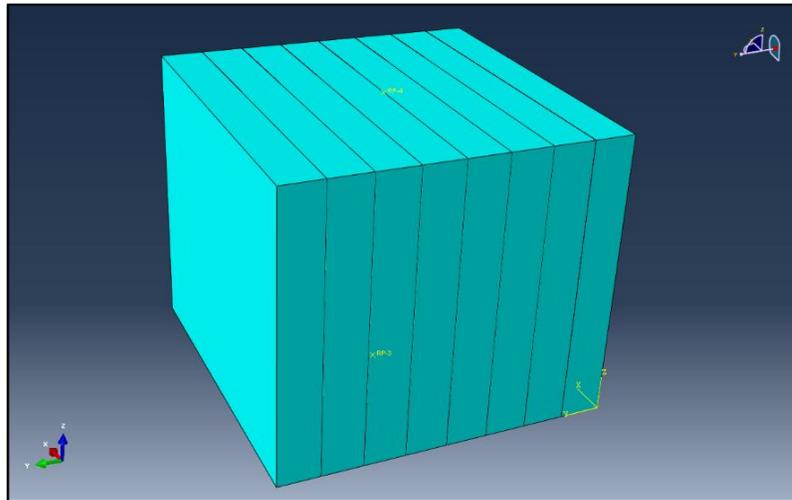
1º Passo: Selecionou-se uma carga para atingir o limite de 30% de compressão do modelo;

2º Passo: Selecionou-se as condições de contorno que representassem corretamente o suporte em formato de “placas” do ensaio de compressão;

3º Passo: O modelo foi simulado em todos os corpos de prova e registrou-se os resultados de força  $\times$  deformação;

4º Passo: Foi obtida a deformação a partir do deslocamento do corpo de prova (borracha + cordonéis).

A Figura 17 mostra a imagem 3D do desenho proposto para representação numérica do modelo de modo a permitir obter curvas de força *vs* deformação em compressão dos cordonéis usados como reforços embebidos na borracha. Foram modeladas camadas de cordonéis no sentido axial à direção de aplicação da carga e assim foi possível obter a curva de compressão de um único cordonel, que permitiu abastecer o Abaqus nas simulações do mangote.



**Figura 17:** Modelo numérico do corpo de prova do ensaio de compressão dos cordonéis.

Com os resultados de força *vs* deslocamento do conjunto borracha +cordonel e com o modelo gerado no Abaqus, realizou-se várias simulações por tentativa e erro, alterando-se no modelo, a curva de força *vs* deformação na compressão somente dos cordonéis. A análise foi dada como convergida quando o resultado correspondeu ao corpo de prova ensaiado.

#### ***4.1.1. Ensaio de tração e compressão do elastômero***

Para a caracterização mecânica do elastômero utilizado tradicionalmente em um mangote, foram retiradas amostras de um mangote dissecado em uma região ao longo dos cordonéis grande o suficiente para se obter amostras representativas. Para o ensaio de

compressão do elastômero, foi utilizada a norma ASTM D575. Foi utilizada uma máquina de ensaio universal com dispositivo do tipo placa para aplicar a compressão no corpo de prova. O corpo de prova foi fabricado com  $28,6 \pm 0.1$  mm de diâmetro e  $12,5 \pm 0.5$  mm de espessura.

Para o ensaio de tração do elastômero, foi utilizada a norma ASTM D412. Um dispositivo de fixação específico para a tração do corpo de prova foi acoplado à máquina para o ensaio. Tanto para o teste de compressão como para o de tração, não foi necessária a ruptura do corpo de prova, pois o intuito dos testes foi de capturar o início da curva força vs deformação, para determinação da rigidez do elastômero. Os resultados desses ensaios também foram obtidos de relatório interno (LAPOL, 2009).

Após a obtenção dos dados experimentais, os mesmos foram inseridos no software de elementos finitos onde foram avaliados e aproximados por uma curva de modelo numérico de Marlow para materiais hiperelásticos descrita na revisão bibliográfica. Essa etapa, foi realizada automaticamente pelo software, sendo que a escolha do modelo foi feita baseada na que mais se aproximou dos dados experimentais em toda a faixa de interesse.

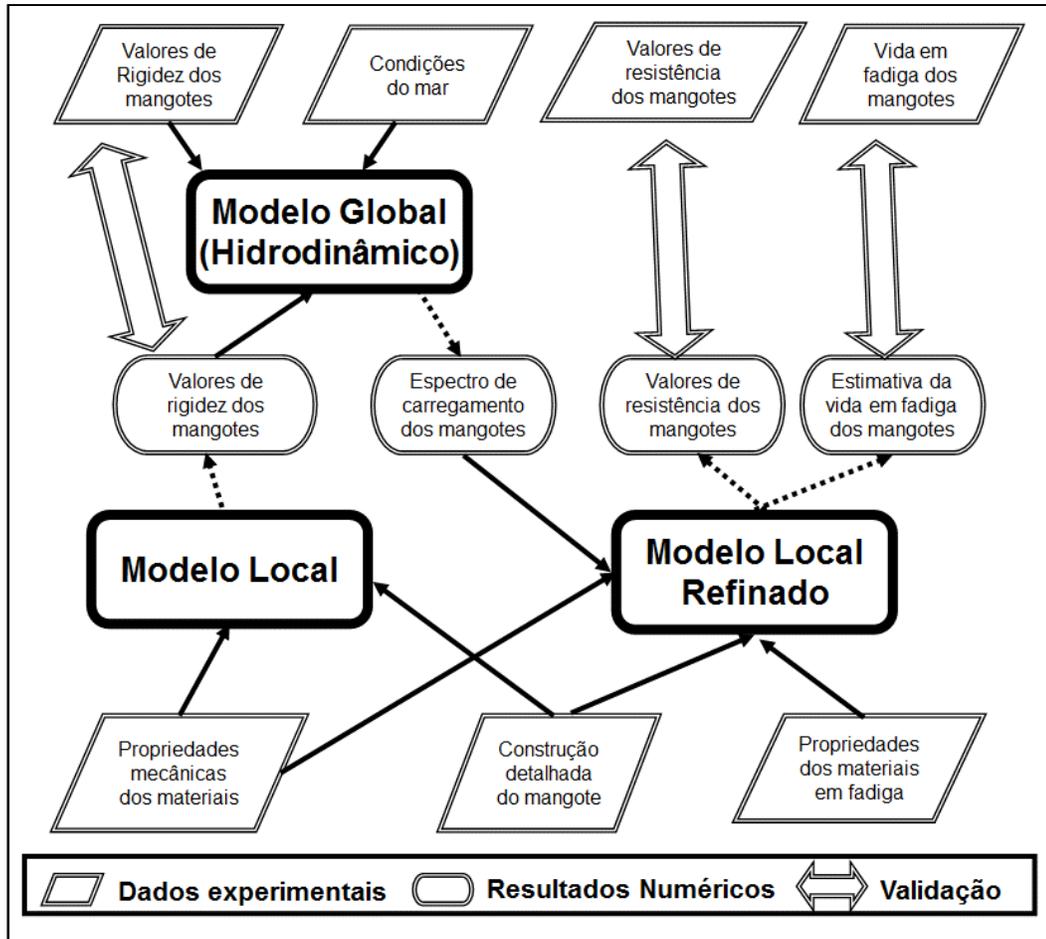
#### **4.2. Desenvolvimento dos modelos numéricos**

A Figura 18 mostra detalhadamente um fluxograma de projeto de um mangote *offloading*. Este trabalho está compreendido primariamente no desenvolvimento do modelo local, mas também em parte do modelo local refinado para a obtenção dos valores de resistência do mangote. Pelo fato do modelo numérico apresentar cálculos complexos devido à hiperelasticidade do sistema borracha/cordonéis, à não-linearidade do aço e à não linearidade de contato, utilizou-se uma estação de trabalho com 2 processadores Intel Xeon com 4 núcleos cada, com 24 Gb de memória RAM e 500 Gb de disco rígido.

O modelo global (hidrodinâmico) que pode ser realizado por *software* Orcaflex, não faz parte do escopo desta dissertação. O mangote foi modelado num conjunto no *software* Abaqus/CAE 12 em duas instâncias, o modelo local no espaço sólido 3D e o modelo local refinado no espaço axi-simétrico.

O modelo local refinado prevê apenas a resistência do mangote, não sendo avaliadas as propriedades dos materiais em fadiga e estimativa de vida em fadiga do mangote. O modelo local foi desenvolvido para fornecer informações de rigidez do mangote, diante de carregamentos como flexão, tração, torção e carregamentos combinados como flexão + pressão interna, tração + pressão interna e torção + pressão interna. Todas as análises foram

realizadas para o novo mangote proposto, variando também o ângulo dos cordonéis. O cruzamento das informações e dos resultados entre os modelos foi realizada manualmente ou por intermédio de planilhas do Microsoft Excel.



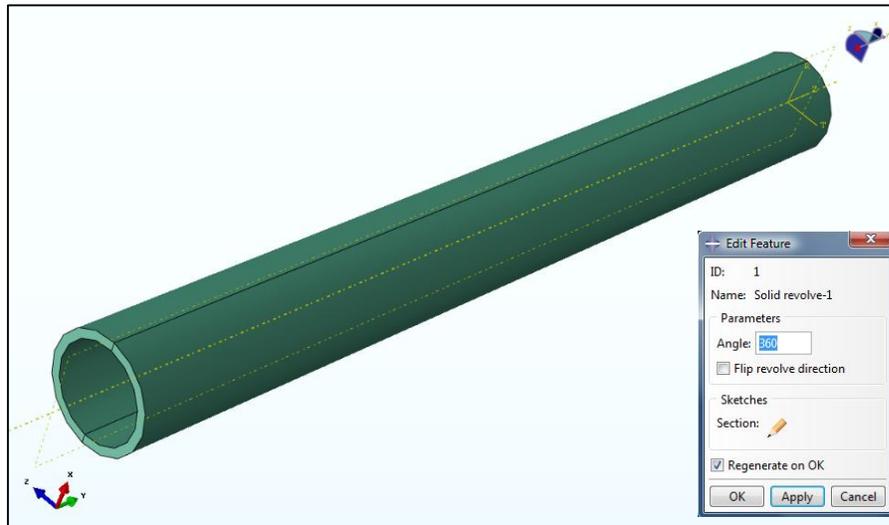
**Figura 18:** Fluxograma com a ligação de dados entre os modelos numéricos

#### 4.2.1. Modelagem dos componentes dos modelos local e local refinado

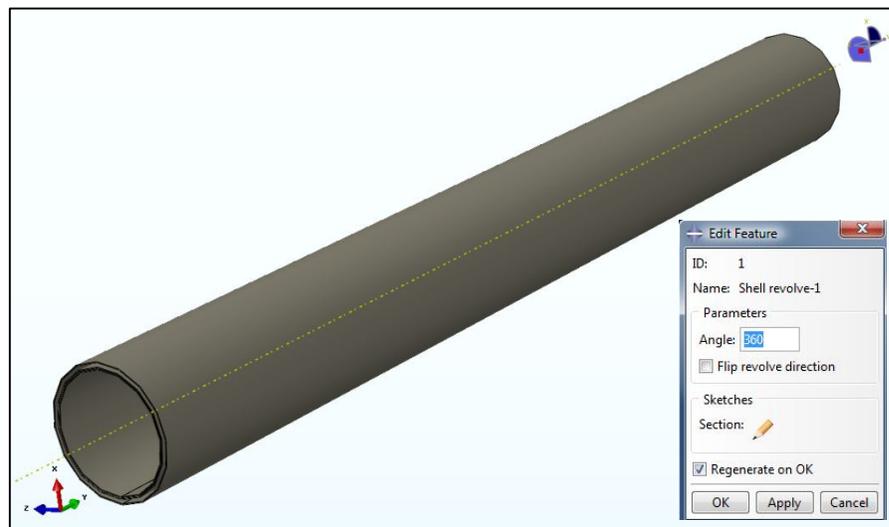
O primeiro componente do modelo local a ser estudado foi o corpo elastomérico. Para tal, foi gerado um sólido de revolução a partir da seção transversal das carcaças do mangote, conforme mostra o desenho da Figura 19. O diâmetro interno foi de 20” e o comprimento do corpo elastomérico foi tomado como a metade do comprimento de um mangote (35’), pois o mangote possui simetria em relação ao eixo central transversal, proporcionando um menor custo computacional.

Para a modelagem dos reforços, a geometria consistiu em usar elementos do tipo REBAR. Assim, os reforços foram modelados como cilindros bidimensionais de revolução e,

para cada camada de reforço, foi desenhado um cilindro individual. A Figura 20 mostra o desenho da geometria dos reforços.



**Figura 19:** Desenho da seção transversal do corpo elastomérico do mangote (cotas em mm).

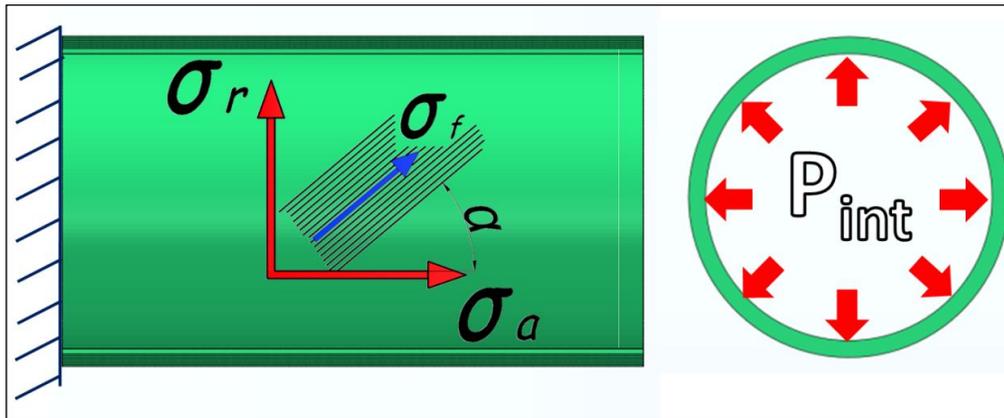


**Figura 20:** Desenho da seção transversal dos reforços (cotas em mm).

O espiral de sustentação do mangote poderia ser modelado como um modelo sólido, porém sua característica construtiva elevaria muito o número de elementos de malha e consequentemente o custo computacional. Assim, utilizou-se um corpo unidimensional do



A criação do modelo do tubo cilíndrico ajudou a entender detalhadamente o comportamento das tensões principais e das tensões nos cordonéis. Buscou-se avaliar o nível de tensão nos cordonéis  $\sigma_f$  em função do ângulo  $\alpha$ . Essa análise teve a finalidade de selecionar o ângulo ideal do tubo cilíndrico submetido à pressão interna  $P_{int}$ , conforme mostrado na Figura 23. As condições de contorno do modelo são: em uma extremidade o tubo está totalmente fixo, impedindo qualquer tipo de deslocamento ou rotação, e na outra extremidade está livre, possibilitando a ação da componente axial gerada pela pressão interna.



**Figura 23:** Representação do diagrama de carregamento em um tubo cilíndrico submetido à pressão interna.

O ângulo ideal pode ser confirmado por cálculos analíticos, no qual estritamente para cilindros submetidos à pressão interna, a relação da tensão radial e axial ( $\sigma_r/\sigma_a$ ) é igual a 2. A análise negligencia a contribuição da borracha e somente considera a tensão na direção do cordonel ( $\sigma_f$ ). As tensões radial e axial são dadas pelas Equações (15) e (16), respectivamente:

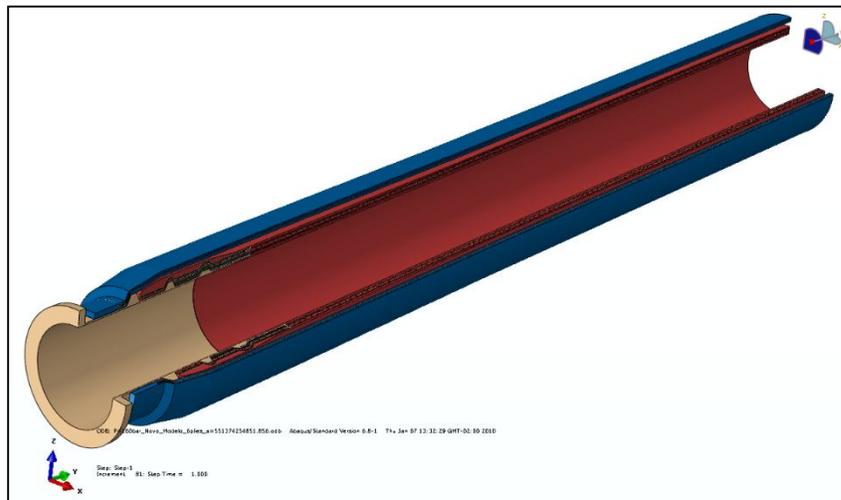
$$\sigma_r = \sigma_f \text{sen}^2(\alpha) \quad (15)$$

$$\sigma_a = \sigma_f \text{cos}^2(\alpha) \quad (16)$$

Se  $\frac{\sigma_r}{\sigma_a} = 2$ , então o rearranjo do sistema com as duas equações torna-se  $\text{sen}^2(\alpha) = 2\text{cos}^2(\alpha)$ , sendo  $\alpha = 54,7^\circ$ . Valores muito próximos de ângulo foram avaliados por elementos finitos. Esse ângulo tende a maximizar o volume do cilindro (GROVE, 1999).

Na Figura 24 tem-se o modelo utilizado para prever o comportamento do mangote em escala real. Observa-se que este modelo apresenta duas carcaças (a primeira em cor vermelha e a segunda em azul) e ambas foram modeladas para sofrerem iterações simultâneas e

contribuírem na resistência da outra carcaça, conforme será demonstrado posteriormente. Também evidencia-se a presença do *nipple-flange* (cor bege). Nessa região de terminação do mangote, foi modelada a ancoragem das camadas de reforço das carcaças nos *anullar ribs* e contatos *bonded* que representam adesão perfeita entre componentes. Ressalta-se que 100% de adesão não deve corresponder completamente à prática, porém o intuito desse modelo foi de avaliar a resistência dos componentes e não a adesão entre eles.



**Figura 24:** Imagem 3D dos modelos axi-simétricos com rotação de 270° do modelo local refinado do mangote.

#### 4.2.2. Definições das principais seções e leis constitutivas

Para estabelecer as características de cada componente, foram definidas as seções e as leis constitutivas do modelo. A Figura 25 mostra as opções escolhidas no Abaqus para compor o corpo elastomérico. Vê-se que os dados experimentais foram inseridos como um modelo hiperelástico e ajustados para uma energia potencial de deformação de *Arruda-Boyce*. Após, a secção foi gerada como um sólido homogêneo e aplicada ao componente.

Para os reforços, foram inseridos os dados experimentais dos ensaios e ajustados por um modelo hiperelástico para uma energia potencial de deformação de *Marlow* (Figura 26). Como se utilizou REBAR, foi necessário definir uma seção específica para essas camadas, chamada de *Rebar layers*. Nessa janela foram definidos *inputs* diversos, como o material do componente, a área de cada cordonele, o espaçamento entre eles e o ângulo de orientação dos cordonéis. Essa etapa foi realizada para cada camada de reforço, sendo uma camada com

ângulo positivo e a outra com ângulo negativo  $\pm\theta$ , como por exemplo,  $\pm 55^\circ$  até o término das camadas.

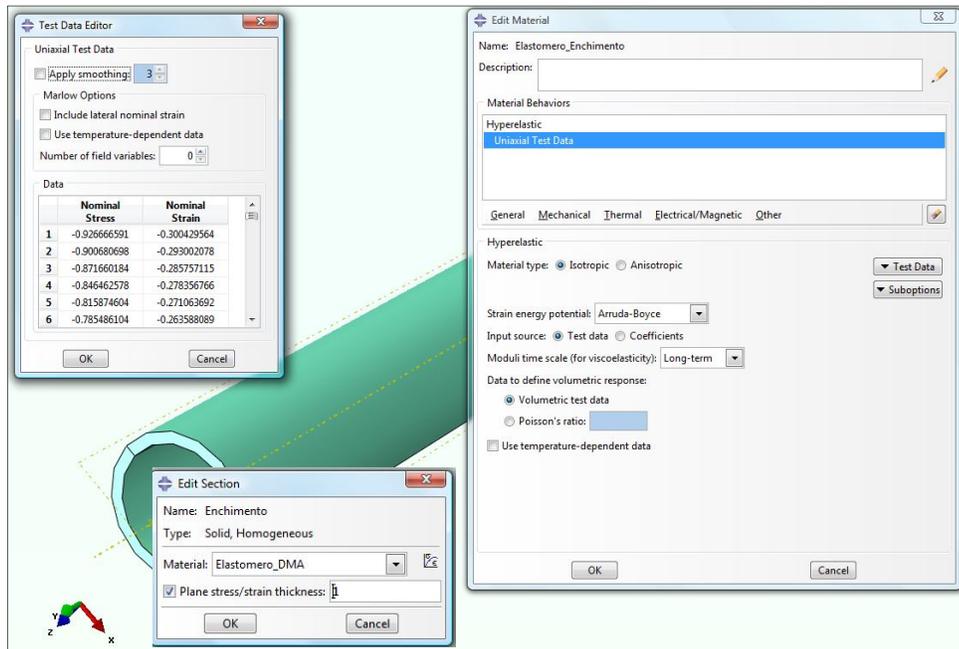


Figura 25: Definição das seções e leis constitutivas do corpo elastomérico.

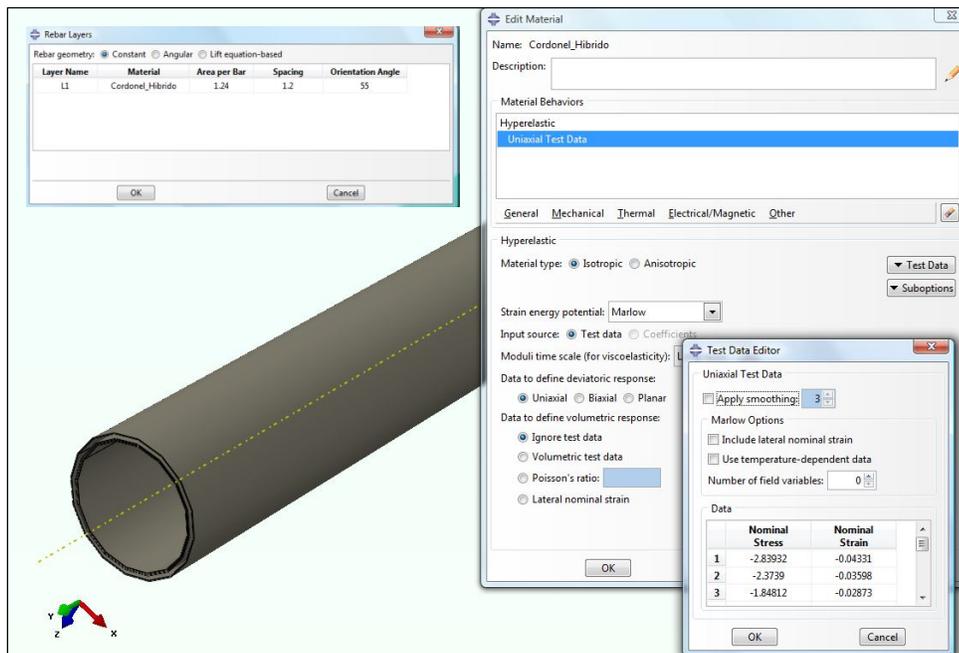
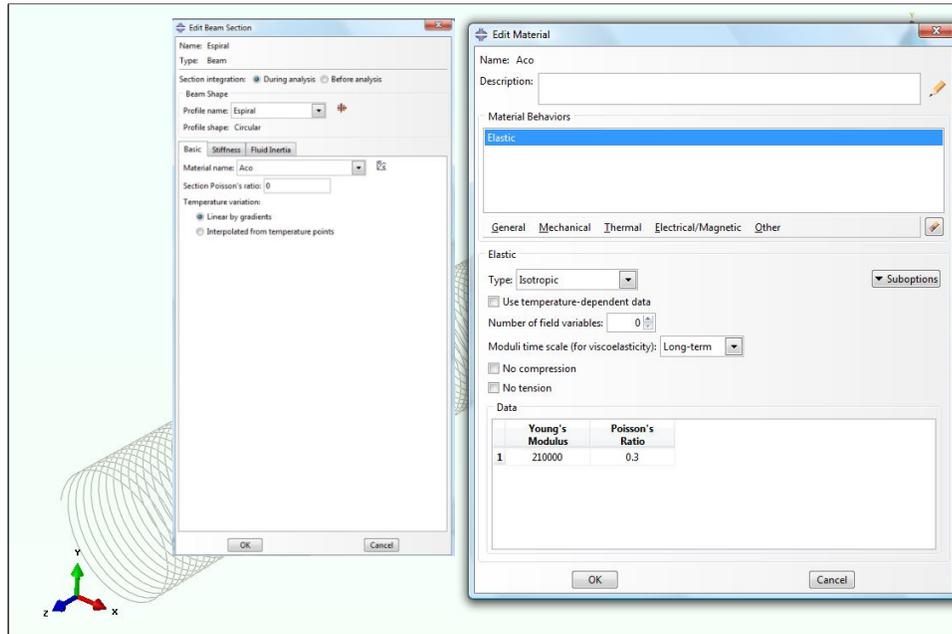


Figura 26: Definição das seções e leis constitutivas dos reforços.

A Figura 27 mostra a definição de seção do espiral com elementos do tipo *beam*. Para a definição das características do aço, utilizou-se um comportamento elástico do tipo isotrópico com módulo de Young e coeficiente de Poisson. Por fim, o *nipple*-flange foi modelado como um corpo rígido.



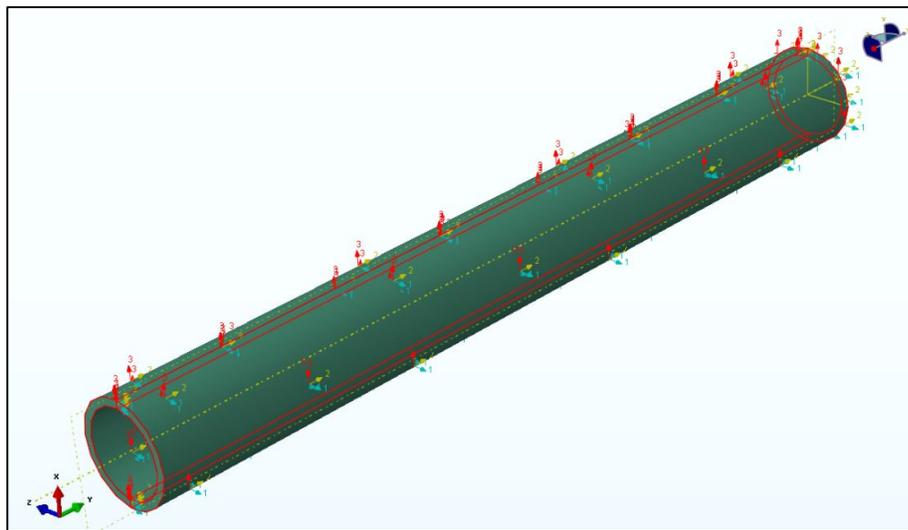
**Figura 27:** Definição das seções e leis constitutivas do espiral.

#### 4.2.3. Iterações do modelo

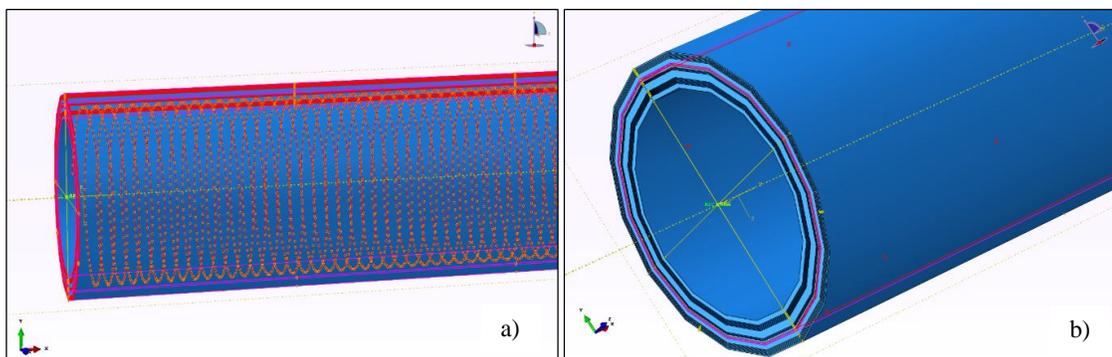
O material do corpo elastomérico foi associado à geometria através de uma seção homogênea e foi definido um sistema de orientação local para o componente. Essa definição foi importante para orientar as propriedades do material ao componente e, nos resultados, avaliar as tensões e deformações nas direções desejadas. Como pode ser visto na Figura 28, adotou-se a direção 1 – axial, direção 2 – tangencial e direção 3 – radial. Para os reforços, definidos como elementos REBAR, foram necessários inputs do material e espaçamento, ou seja, distância entre os cordonéis e o ângulo de orientação em relação ao eixo axial, conforme comentado anteriormente.

O próximo passo consistiu em criar as iterações ou contatos entre os componentes do conjunto do mangote. Na Figura 29(a), os reforços e o espiral foram “embebidos” no elastômero por uma iteração chamada de *embedded element*. O contato entre a 1ª e a 2ª carcaças do mangote foi realizado com possibilidade de deslizamento entre as faces e com

restrição no sentido normal às faces, conforme mostra a Figura 29(b). A discretização do método utilizada para este contato foi de nó para superfície. Durante a convergência, esse contato realiza ajustes somente para remover folgas. A Figura 29(b) mostra também um ponto de centro do mangote conectado a face externa. Essa ferramenta foi aplicada nas duas extremidades do mangote com a finalidade de aplicar restrições de movimento e de cargas externas, tais como: tração, flexão, torção e componentes axiais de pressão interna. Na sequência são mostrados com mais detalhes as restrições e as cargas utilizadas com auxílio desse recurso.



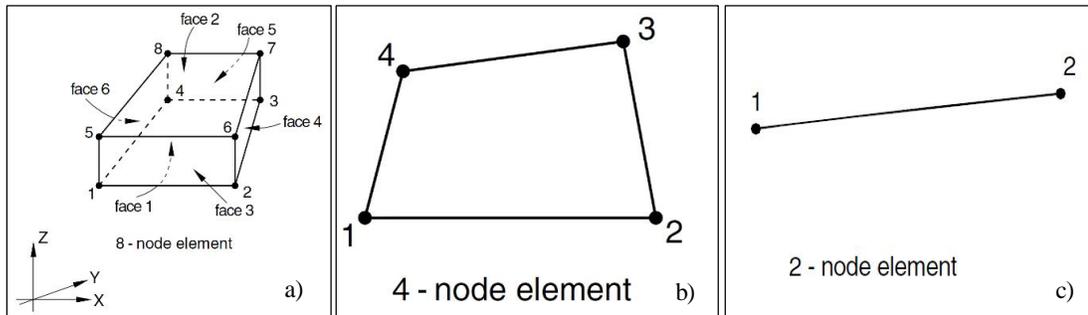
**Figura 28:** Imagem 3D do sistema de orientação do corpo elastomérico do mangote.



**Figura 29:** Imagem 3D (a) dos reforços e espiral embebidos no corpo elastomérico e (b) contato entre as carcaças e ponto de controle na extremidade do mangote.

#### 4.2.4. Principais tipos de elementos utilizados nos modelos

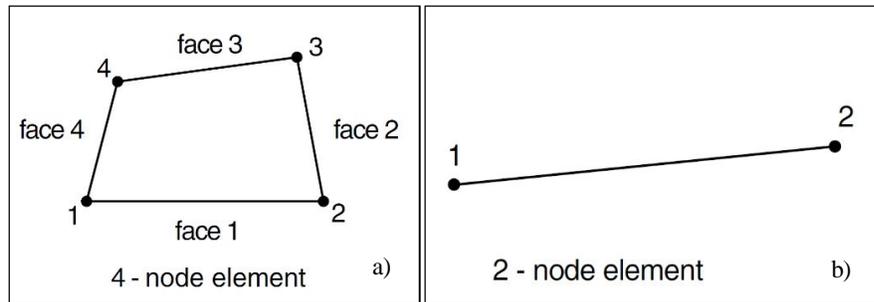
No modelo local foram utilizados elementos no espaço 3D do tipo hexaédrico com 8 nós (C3D8RH), quadrilátero com 4 nós (SFM3D4) e linha (*beam*) com 2 nós (B31). Esses elementos possuem 3 graus de liberdade por nó, garantindo translações nos eixos X, Y e Z. Os elementos também possuem interpolação linear entre os nós, sendo chamados de elementos lineares ou elementos de primeira ordem. Outra característica importante desses elementos é garantir grandes deslocamentos e deformações, sendo compatíveis com os materiais poliméricos utilizados em mangotes. A Figura 30(a-c) demonstra os elementos utilizados para o desenvolvimento desse modelo 3D (ABAQUS INC, 2008).



**Figura 30:** Elementos utilizados no espaço 3D: (a) hexaédrico com 8 nós (C3D8RH) (b) quadrilátero com 4 nós (SFM3D4) e (c) linha (*beam*) com 2 nós (B31) (ABAQUS INC, 2008).

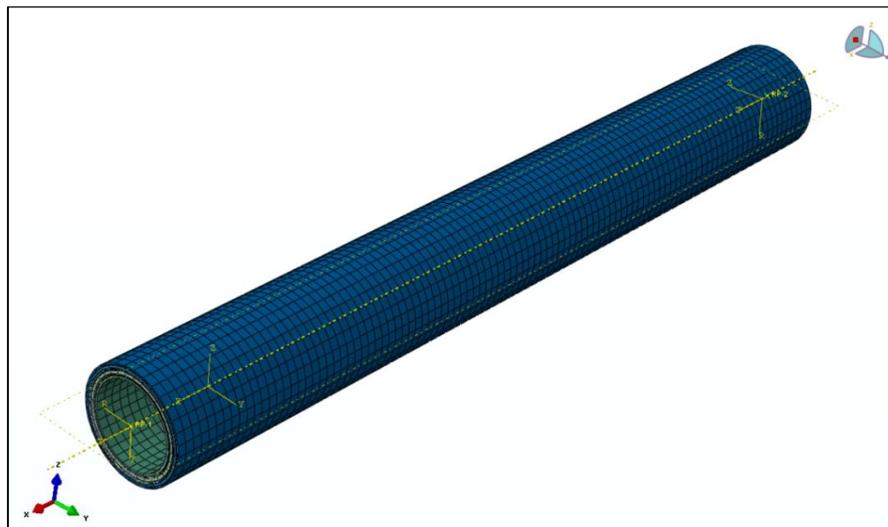
Já para o modelo local refinado, foram utilizados elementos axi-simétricos do tipo quadrilátero com 4 nós (CAX4RH) e (CAX4) e do tipo superfície com 2 nós (SFMAX1). Esses elementos podem ser submetidos a condições de carga axialmente simétricas. Além disso, é possível gerar carregamentos de torção. O corpo de revolução é gerado pela rotação de um plano de secção transversal sobre o eixo (eixo de simetria) e é descrito em coordenadas polares cilíndricas  $r$ ,  $Z$  e  $\theta$ . (ABAQUS INC, 2008).

A Figura 31 mostra de forma esquemática os elementos utilizados no plano axi-simétrico, onde se observa que as faces são representadas pelas arestas do plano e os nós por pontos. A malha que discretizou o corpo elastomérico do modelo local possui 6656 elementos. O tipo de elemento escolhido foi o C3D8RH, ou seja, um cubo tridimensional de oito nós (C3D8) com integração reduzida (R) e formulação híbrida (H).



**Figura 31:** Elementos utilizados no espaço axi-simétricos: (a) quadrilátero com 4 nós (CAX4RH) e (CAX4) (b) tipo superfície com 2 nós (SFMAX1) (ABAQUS INC, 2008).

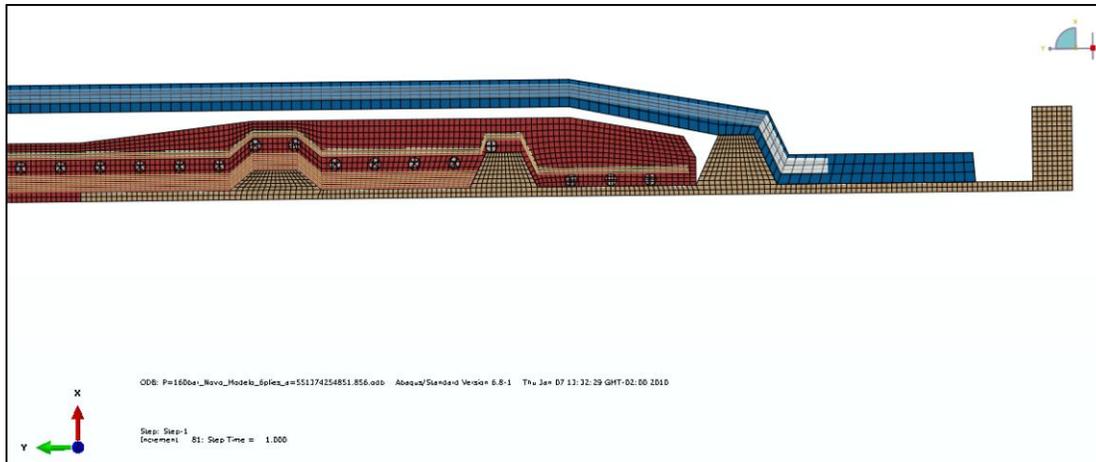
Para o modelo dos reforços, a estratégia numérica consistiu em usar 66560 elementos do tipo SFM3D4. Para tal, os reforços foram modelados como cilindros bidimensionais de revolução. Para cada camada de reforço foi desenhado um cilindro individual. Para o espiral, foram utilizados 4079 elementos do tipo B31. Na Figura 32 pode-se observar o modelo local do mangote, totalizando 77295 elementos e 84720 nós.



**Figura 32:** Imagem 3D da malha utilizada para o modelo local do mangote.

O modelo local refinado (Figura 33) possui uma terminação mais detalhada, sendo modelados os reforços adicionais nas extremidades e também o *nipple-flange*. Foram utilizados 15809 elementos do tipo CAX4RH para representar o corpo elastomérico. Nesse caso, a quantidade de elementos é menor que o modelo anterior, pois os elementos estão

dispostos no plano axi-simétrico. Para as camadas de reforços utilizou-se 15024 elementos do tipo SFMAX1. Nesse modelo, os reforços são representados como linhas desenhadas individualmente. O espiral foi construído com 512 elementos planares do tipo CAX4 e o flange-*nipple* com 866 elementos do tipo CAX4. O modelo local refinado possui 32211 elementos e 35412 nós.



**Figura 33:** Malha axi-simétrica utilizada para o modelo local refinado do mangote.

Na região próxima do *nipple*-flange foram colocadas camadas adicionais de reforço e arames de aço para impedir solicitações excessivas. Esses reforços de aço são também aplicados na produção real do mangote a um determinado número de camadas. Para a modelagem numérica, procurou-se utilizar reforços representados por elementos REBAR de maneira a definir a característica de ancoragem dessa região.

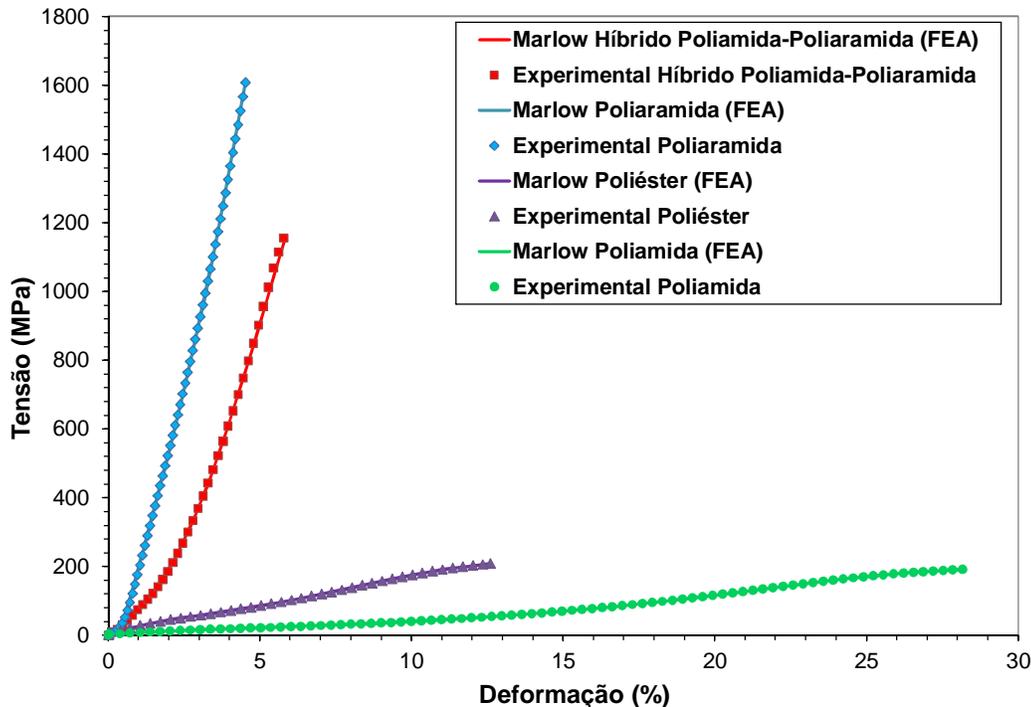
A otimização de malha foi realizada para todos os modelos, onde os resultados foram avaliados variando-se o tamanho e o tipo de elemento. Após diversas tentativas, as análises convergiram com os elementos demonstrados anteriormente. Para os demais elementos analisados, as simulações se mostraram bastante instáveis ou foram abortadas automaticamente pelo software devido à complexidade do modelo.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este item apresenta os resultados e discussão do trabalho. Está dividido em três subitens, o item 5.1 que descreve as curvas de tensão vs deformação dos cordonéis, o item 5.2 que descreve as curvas de tensão vs. deformação do elastômero, e por fim o item 5.3 que apresenta os resultados sobre as avaliações numéricas do mangote.

### 5.1. *Curvas tensão vs. deformação dos cordonéis*

A Figura 34 mostra as curvas médias de tensão vs deformação em tração obtidas a partir dos dados experimentais para os cordonéis de poliéster, poliamida, poliaramida e híbrido (poliaramida + poliamida). Os resultados experimentais foram avaliados por diversos modelos hiperelásticos, onde foram encontradas suas respectivas estabilidades pra cada material, conforme mostra a Tabela 6. Apesar de mais que um modelo apresentar ser estável, foi observada uma excelente correlação entre os dados experimentais e o modelo hiperelástico de *Marlow* em toda a faixa de deformação avaliada e por isso este modelo foi selecionado.



**Figura 34:** Tensão vs deformação em tração dos cordonéis (dados experimentais = símbolos) e ajuste pelo modelo de Marlow (linhas): Poliéster, poliamida, poliaramida e híbrido.

Vê-se que o cordonele de poliaramida apresentou módulo superior aos demais, porém, uma baixa deformação na ruptura. Em contra-partida, o cordonele de poliéster apresentou baixa carga de ruptura e conseqüentemente levará a uma menor pressão de ruptura do mangote. Apesar dos cordoneis de poliaramida apresentarem uma carga na ruptura levemente inferior ao poliéster, a elevada deformação na ruptura desse material favorece o seu uso para a aplicação pretendida. A adição de poliaramida no cordonele de poliaramida, diminui a tensão na ruptura, porém aumenta a deformação na ruptura do conjunto híbrido. As simulações com o mangote demonstrarão se essa deformação é suficiente.

**Tabela 6:** Estabilidade numérica para diferentes tipos de modelos hiperelásticos.

<i>Modelo</i>	<i>Cordonéis</i>	<i>Elastômero</i>
Polynomial	Instável	Instável
Ogden	Instável	Instável
Neo Hooke	<i>Estável</i>	Instável
Yeoh	<i>Estável</i>	<i>Estável</i>
Arruda-Boyce	<i>Estável</i>	<i>Estável</i>
Marlow	<i>Estável</i>	<i>Estável</i>

O cordonele de poliéster apresenta um módulo inicial maior que o cordonele de poliaramida. O cordonele de poliaramida apresenta similaridade com o cordonele híbrido no início da curva. A diferença entre esses dois é notada na formação de uma espécie de parábola positiva na curva do cordonele híbrido, provavelmente ocasionada pela presença da poliaramida. Para o cordonele de poliaramida, o restante da curva se comporta de forma mais linear.

Para a primeira carcaça do mangote, os cordoneis com maior deformação da ruptura e principalmente com boas propriedades de fadiga (diretamente relacionada com o módulo do cordonele) são favorecidos na seleção do material por proporcionarem um melhor compartilhamento de carga quando utilizado em mangotes. Por outro lado, apesar de elevada deformação na ruptura, os cordoneis de poliéster apresentariam uma força na ruptura muito baixa, sendo necessária a utilização de uma maior quantidade de material. Com relação à segunda carcaça do mangote, a elevada tensão na ruptura da poliaramida favorece a aplicação

desse tipo de cordonel , além de representar apenas 41% da área transversal do cordonel de poliamida e por consequência menor peso final do tecido.

A Tabela 7 mostra os valores de tensão e deformação na ruptura médios dos cordonéis e seus respectivos desvios padrões, assim como sua indicação de uso no mangote. Os cordonéis tradicionalmente empregados, por diversos fabricantes para a 1ª e 2ª carcaças são o poliéster e poliamida, respectivamente. Porém, este trabalho indica para a 1ª e 2ª carcaças os cordonéis híbrido e de poliaramida, respectivamente. Ao levar em consideração a relação de área e resistência máxima de cada cordonel pode-se iniciar o projeto do mangote prevendo uma redução do número de camadas da primeira carcaça do novo mangote com cordonéis híbridos para 1/3 do número de camadas utilizadas com cordonéis de poliéster. Para a segunda carcaça, os cordonéis de poliaramida proporcionariam uma diminuição em cerca de 50% no número de camadas em relação aos cordonéis de poliamida.

**Tabela 7:** Tensão e deformação na ruptura dos cordonéis ensaiados.

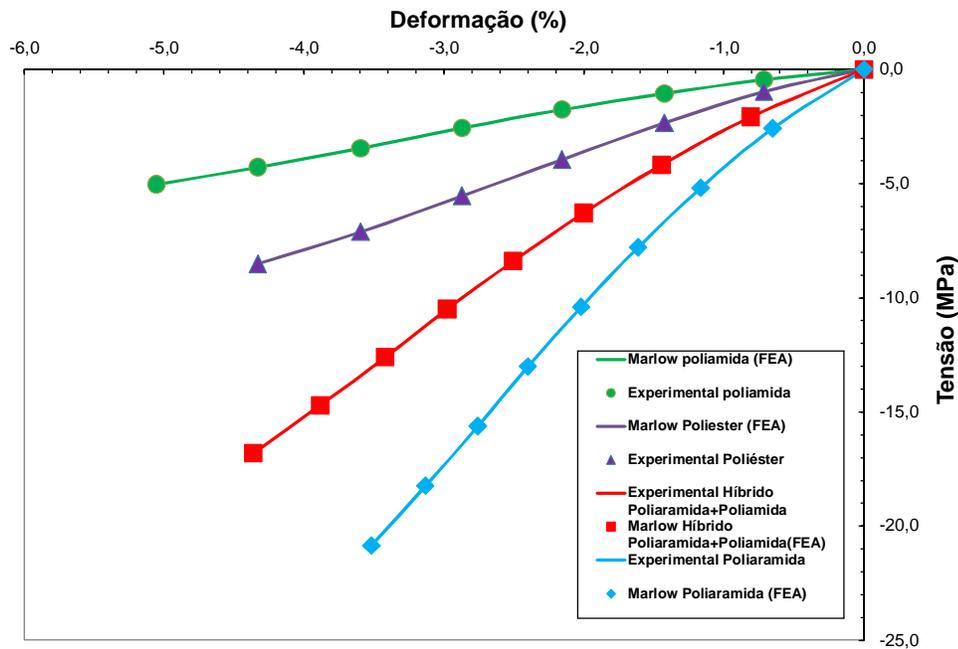
<b>Cordonel</b>	<b>Tensão na ruptura (MPa)</b>	<b>Deformação na ruptura (%)</b>	<b>Aplicação</b>
<b>Poliéster</b>	207 (1,9%)*	12,6 (3,2%)*	1ª carcaça
<b>Poliamida</b>	193 (2,4%)	29,1 (2,8%)	2ª carcaça
<b>Poliaramida</b>	1607 (2,2%)	4,5 (1,9%)	2ª carcaça
<b>Híbrido (poliaramida + poliamida)</b>	1164 (8,2%)	5,8 (2,6%)	1ª carcaça

*\*Desvio-padrão em parênteses.*

Apesar de grande parte dos carregamentos ocasionarem tração nos cordonéis, no instante que o mangote é flexionado poderá também surgir compressão no cordonel (ver Figura 14(b) e Figura 15(b)). A resposta do comportamento do cordonel nas simulações por elementos finitos é realizada por esse tipo de curva. A Figura 35 mostra as curvas de força vs deformação em compressão para os quatro materiais estudados, e aquelas determinadas segundo o modelo hiperelástico de Marlow. A coincidência entre a curva teórica e as respectivas curvas obtidas para as diferentes amostras confirmou a adequação do modelo de Marlow em representar o comportamento dos cordonéis quando sob deformação por compressão, sendo portanto empregado nos modelos numéricos desenvolvidos. Ressalta-se aqui que os resultados apresentados foram obtidos experimentalmente apenas para os

cordoneis de poliéster e poliamida, sendo extrapolados para os cordoneis de poliaramida e híbrido. Esses últimos não foram ensaiados em compressão devido à indisponibilidade atual de tecidos no mercado nacional para confecção dos corpos de prova. É importante ressaltar que, nesse caso, o ponto final de cada curva não representa a ruptura em compressão dos cordoneis.

O cordonel de poliamida apresentou a menor rigidez entre os diferentes materiais, enquanto o de poliaramida apresentou maior rigidez. O cordonel de poliéster foi cerca de 2x mais rígido que o cordonel de poliamida, enquanto o cordonel híbrido apresenta menor rigidez que o de poliaramida devido à presença de poliamida.



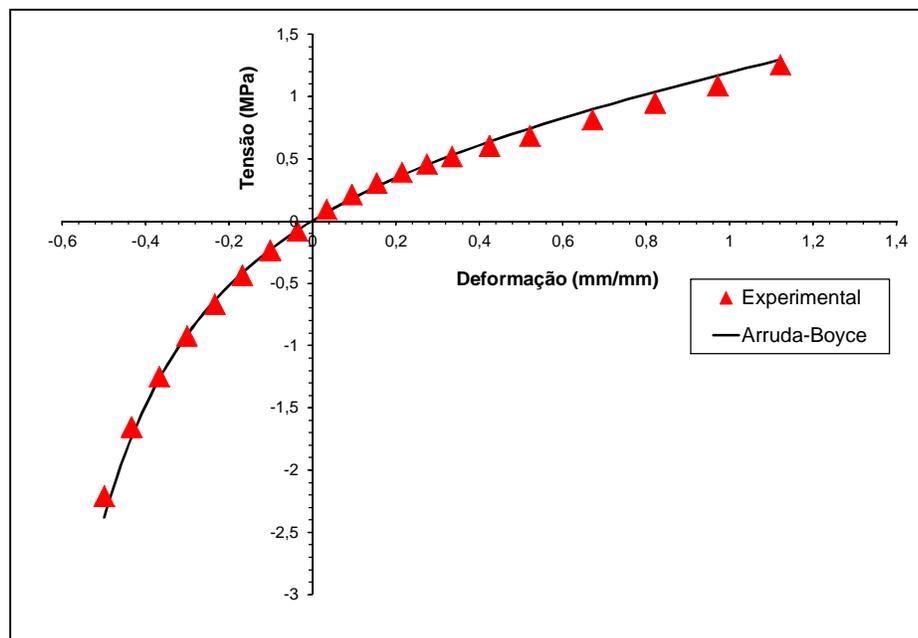
**Figura 35:** Tensão vs deformação em compressão de cordoneis (dados experimentais= símbolos) e curvas de ajuste pelo modelo de Marlow

## 5.2. Curvas tensão vs. deformação do elastômero

A partir dos ensaios de tração e compressão do elastômero (ASTM D412-06a), foram obtidas curvas tensão vs deformação que foram unidas gerando uma curva contínua na faixa de deformações de -50% a 115%. Estes dados foram introduzidos no *software* Abaqus, para ajuste pelos modelos hiperelásticos disponíveis para descrever o material em questão (K. HABEED RAHIMAN, 2004) (LAWINDY e GUIZIRI, 2000).

Os resultados experimentais e a curva aproximada pelo modelo numérico estão demonstrados na Figura 36. Apesar de vários modelos serem estáveis, conforme mostra a Tabela 6, o modelo hiperelástico de *Arruda-Boyce* foi o selecionado. O modelo apresentou um ajuste com à curva do ensaio para posterior emprego no modelamento numérico do mangote e verifica-se que há uma excelente coincidência entre as curvas em todo o intervalo avaliado. Assim, foi possível concluir que o modelo de *Arruda-Boyce* fornece resultados altamente satisfatórios para a descrição do comportamento mecânico do elastômero ensaiado.

Em relação às propriedades mecânicas do elastômero, é possível afirmar que o material apresentou uma maior rigidez na compressão que em tração. Isso indica que, em compressão, grande parte da rigidez é proporcionada pelo elastômero, quando o mesmo opera juntamente com os cordonéis, como é o caso da flexão do mangote. Já em tração, grande parte da rigidez é fornecida pelos cordonéis.



**Figura 36:** Tensão vs deformação do elastômero e previsão (modelo de Arruda-Boyce).

### 5.3. Avaliações numéricas

As propriedades mecânicas dos cordonéis e do elastômero foram inseridas no *software* de elementos finitos de modo a possibilitar a avaliação das propriedades mecânicas do mangote. O ângulo dos cordonéis foi variado para se avaliar sua influência nas propriedades do mangote proposto com cordonéis de materiais avançados, poliaramida e híbrido.

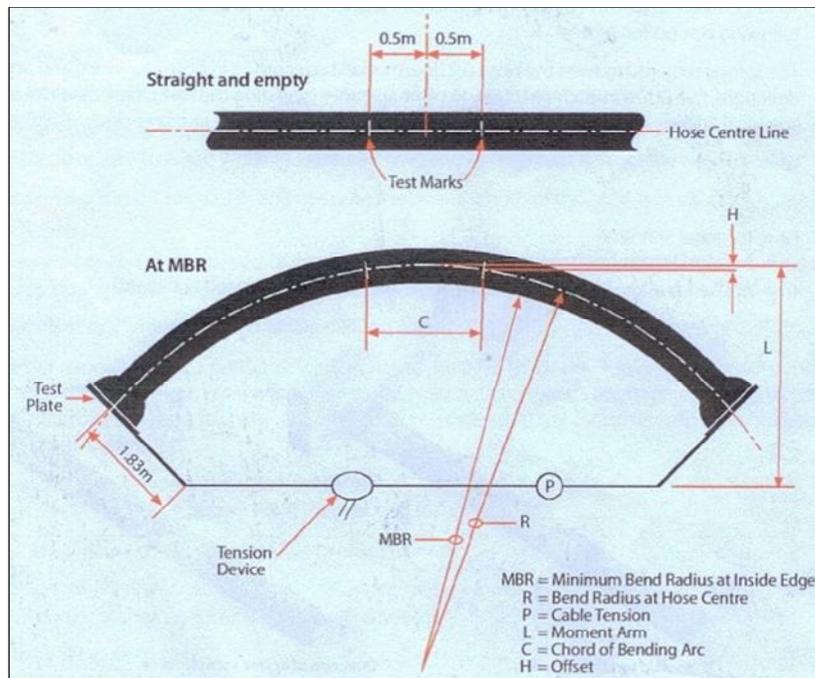
### 5.3.1. Simulação do esforço de flexão do modelo local

O objetivo do ensaio de flexão foi determinar os níveis de deformação nos cordonéis e a rigidez em flexão das diferentes regiões do mangote. O método empregado para o cálculo do raio de curvatura do mangote neste ensaio foi o sugerido no guia OCIMF 2009, conforme o desenho esquemático mostrado na Figura 37. Segundo este método, o raio de curvatura (R) e o momento fletor (M) são calculados de acordo com as Equações (17) e (18), respectivamente. Então, a rigidez em flexão (EI) é determinada pela Equação (19):

$$R = \frac{C^2 + 4 \cdot H^2}{8 \cdot H} \quad (17)$$

$$M = P \cdot L \quad (18)$$

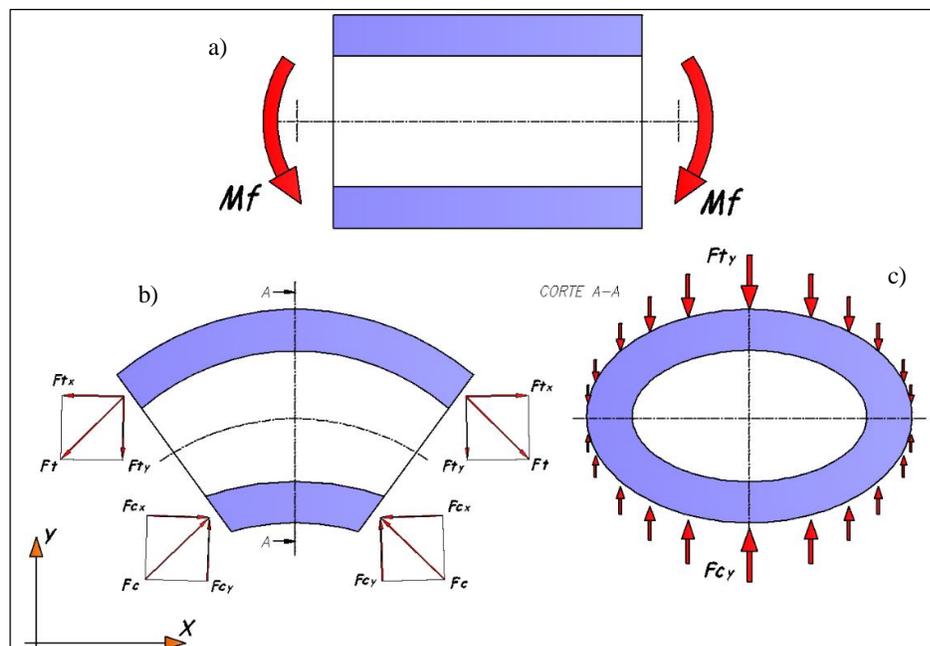
$$EI = M \cdot R \quad (19)$$



**Figura 37:** Desenho esquemático do mangote em flexão para determinação do raio de curvatura e rigidez (OCIMF 2009, 2009).

A Figura 38 mostra um diagrama das forças exercidas na seção do mangote antes e após ser submetido a um momento fletor ( $M_f$ ), e a força de esmagamento resultante que atua sobre o mangote, vista num corte transversal deste (c). Como uma viga, o mangote apresenta uma

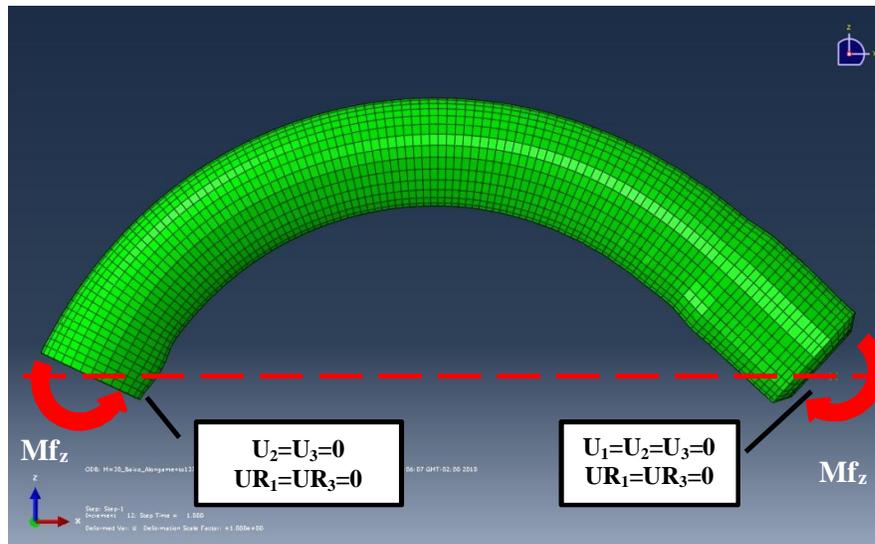
força resultante de tração ( $F_t$ ) na parte superior e uma força resultante de compressão ( $F_c$ ) na parte inferior. A decomposição dessas forças nos eixos  $x$  e  $y$  mostra que a força na parte superior, denominada ( $F_{t_x}$ ), e a força da parte inferior ( $F_{c_x}$ ) provocam solicitações de tração e compressão, respectivamente. Já as forças  $F_{t_y}$  e  $F_{c_y}$  tendem a comprimir o mangote no sentido transversal, ou seja, levam à obstrução da passagem, pois ambas as forças se opõem, o que pode ser visto na Figura 38(b). Também, a intensidade da força diminui à medida que se afasta do centro. Essas cargas são resistidas pelo espiral, que tem a função de sustentar o mangote, impedindo a obstrução ou o colapso por “*kink*”.



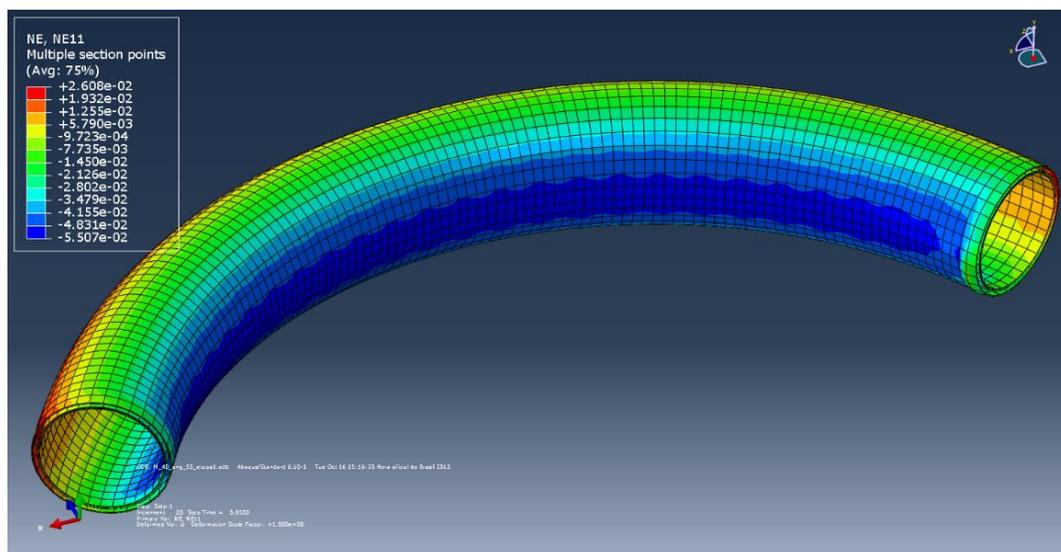
**Figura 38:** Esquema de mangote: (a) seção submetida a um momento fletor ( $M_f$ ), (b) diagrama de forças e (c) distribuição da carga de esmagamento na seção transversal

A simulação do esforço de flexão foi realizada aplicando um momento de  $+M_{f_z}$  em um dos pontos de controle e um momento de  $-M_{f_z}$  no ponto de controle da outra extremidade (Figura 39). Para que houvesse flexão pura, em um dos pontos de controle foi aplicada uma restrição de movimento do tipo *pinned*, que permite apenas movimentos de rotação, enquanto no outro foi colocada uma restrição que permite apenas o movimento axial do mangote. Observa-se que, para o mangote flexionado até seu raio mínimo de curvatura de 2,5 m (OCIMF 2009, 2009), a deformação compressiva nos cordoneis da 1ª carcaça é de  $\approx 5,5\%$ , como pode ser observado na Figura 40. A região encontra-se na parte interna do raio de

curvatura (em escala azul) e de forma bastante homogênea, o que justifica a necessidade de boas propriedades mecânicas em compressão do cordonel. No lado oposto, é possível visualizar a região que os cordoneis estão submetidos à tração (em escala vermelha). Nesse caso, a solicitação é muito baixa (cerca de 2,6%) e não é portanto crítica.



**Figura 39:** Momento e restrições aplicados na simulação do esforço de flexão.



**Figura 40:** Imagem 3D do mangote flexionado até um raio de curvatura de 2,5 m e deformação compressiva dos cordoneis híbridos da 1ª carcaça.

É importante ressaltar que o raio de curvatura escolhido para a análise é o crítico baseado na OCIMF 2009. Dessa forma, esta análise é uma aproximação da condição real, com

um fator de segurança. Esse nível de compressão foi obtido com o ângulo do cordonel igual a 55°, e essa deformação aumenta para ângulos menores (ex. de 7,4% para um ângulo de 45°), pois os cordonéis se encontram mais alinhados com a direção das linhas de deformação compressiva do mangote. Esse resultado foi posteriormente comparado com a curva de resistência residual dos cordonéis obtida em ensaios em fadiga demonstrada na Figura 10(b). A resistência residual dos cordonéis dispostos nos ângulos 55° e 45° seria de aproximadamente 100% e 75%, respectivamente, considerando cordonéis com 5.0 TM. Para um grau de torção maior, essa resistência poderia ser ainda aumentada.

A mesma simulação também forneceu as propriedades de rigidez em flexão (EI) ao longo do comprimento do mangote para o momento de 30 kN.m e 60 kN.m (relativo ao mangote em repouso e pressurizado, respectivamente). Esta rigidez em flexão é obtida multiplicando-se os valores de raio de curvatura (R) e de momento fletor (M), calculado analiticamente em cada região do mangote.

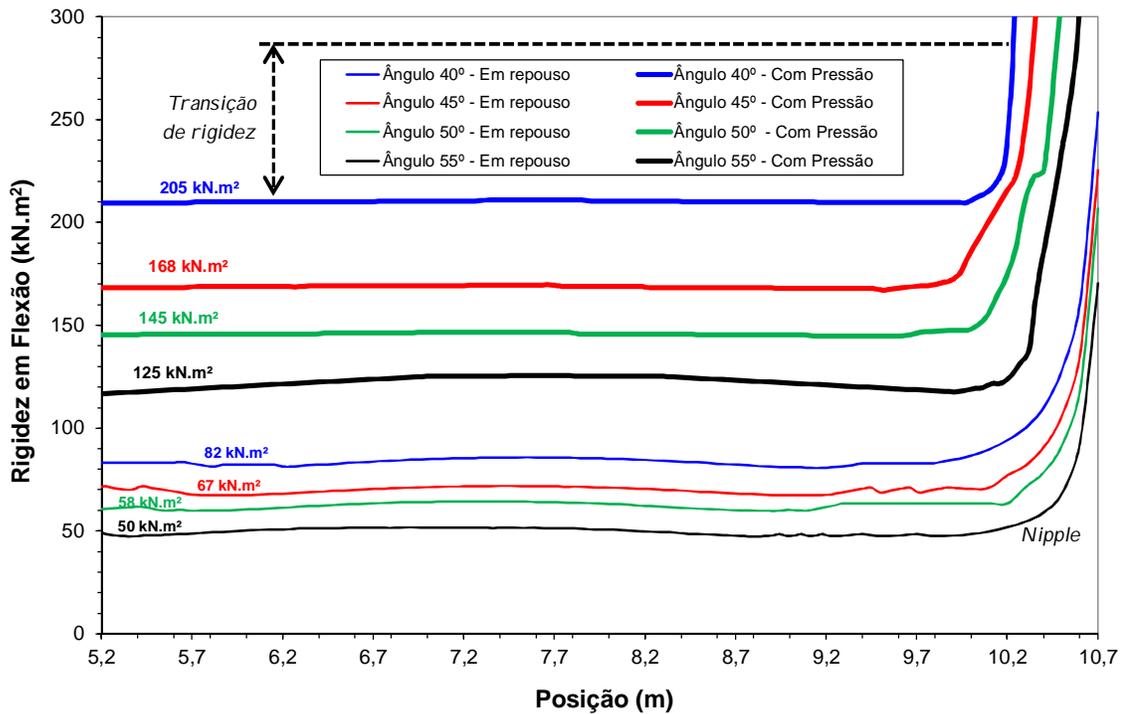
A Figura 41 mostra as curvas de variação de rigidez ao longo do comprimento do mangote em flexão e observa-se que a rigidez aumenta da região central do mangote para a terminação. Também, a rigidez aumenta na condição “com pressão” e com a diminuição do ângulo do cordonel. Os valores apresentados no gráfico representam a média da rigidez em flexão na região central do corpo do mangote.

Para o ângulo de 45° (tradicionalmente empregado em mangotes) em repouso, a rigidez média foi de 67 kN.m<sup>2</sup>. Ao variar o ângulo para 50°, a rigidez diminui cerca de 13%, enquanto para 55°, a rigidez diminui ≈25%. Esse mecanismo é justificado pelo desalinhamento dos ângulos maiores com o sentido axial do mangote. Assim, a flexibilidade do mangote é gerada, em grande parte, pela rotação dos cordonéis para ângulos menores.

Uma elevada transição de rigidez é encontrada em todas as análises ocasionada pela presença do *nipple* na extremidade. Essa transição pode ser aliviada por um número maior de camadas de reforço na extremidade, chamadas de *shoulder plies*, que seria muito importante para evitar problemas na interface *nipple/liner*, conforme comentado na literatura (ZANDIYEH, 2006).

Em comparação aos mangotes tradicionais com cordonéis como poliéster e poliaramida, esse novo mangote apresentaria uma menor rigidez em flexão pois são utilizadas menos camadas. Por estar mais alinhado com o sentido longitudinal do mangote, o ângulo de 40° é o que apresenta a maior rigidez, cerca de 82 kN.m<sup>2</sup> para o mangote em repouso e 205 kN.m<sup>2</sup> para o mangote pressurizado. Observa-se para todos os ângulos que a diferença de rigidez em

flexão entre o mangote em repouso e o pressurizado é de aproximadamente 2,5 vezes. Cabe ressaltar que a avaliação do efeito de uma nova condição, como a de maior flexibilidade do mangote, sobre o desempenho e as propriedades de uma linha com este tipo de mangote é uma tarefa que requer simulações hidrodinâmicas, o que está além do escopo do presente trabalho. Contudo, mangotes mais flexíveis têm sido desenvolvidos por fabricantes como a Dunlop e a Bridgestone, que possuem projetos com especificação de rigidez em flexão de  $\approx 70$  kN.m<sup>2</sup>.



**Figura 41:** Variação da rigidez em flexão ao longo do mangote em função do ângulo dos cordões para as condições com e sem pressão interna.

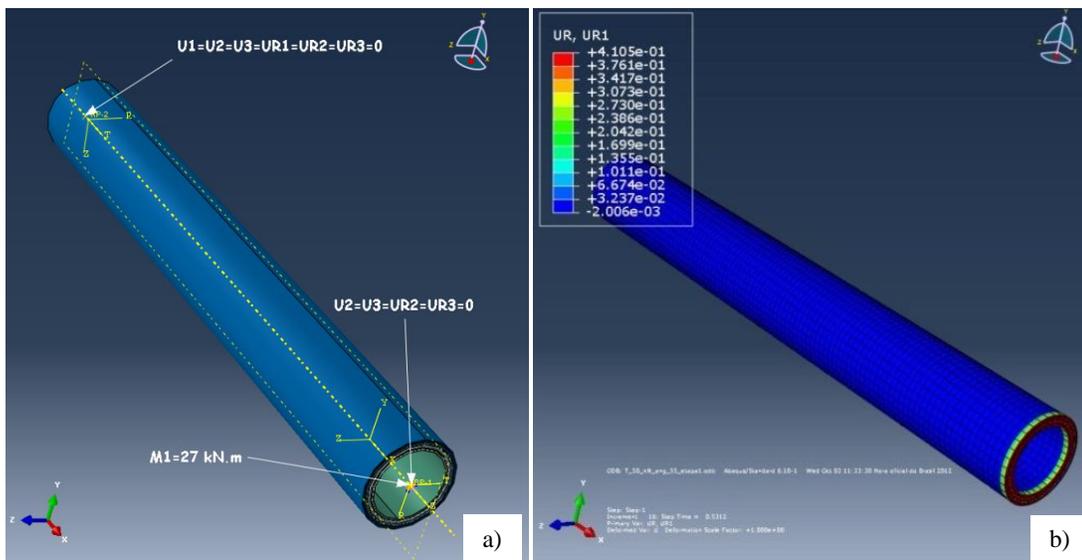
### 5.3.2. Simulação do esforço de torção do modelo local

Quando em operação, os mangotes sofrem solicitações eventuais de torção, sendo necessário o estudo de seu comportamento nessa situação. Segundo o guia OCIMF 2009, o momento torsor ( $T$ ) e a torção aplicada por unidade de comprimento ( $\alpha$ ) são necessários para a obtenção da rigidez torcional ( $GI$ ), conforme a Equação (20):

$$GI = \frac{T}{\alpha} \quad (20)$$

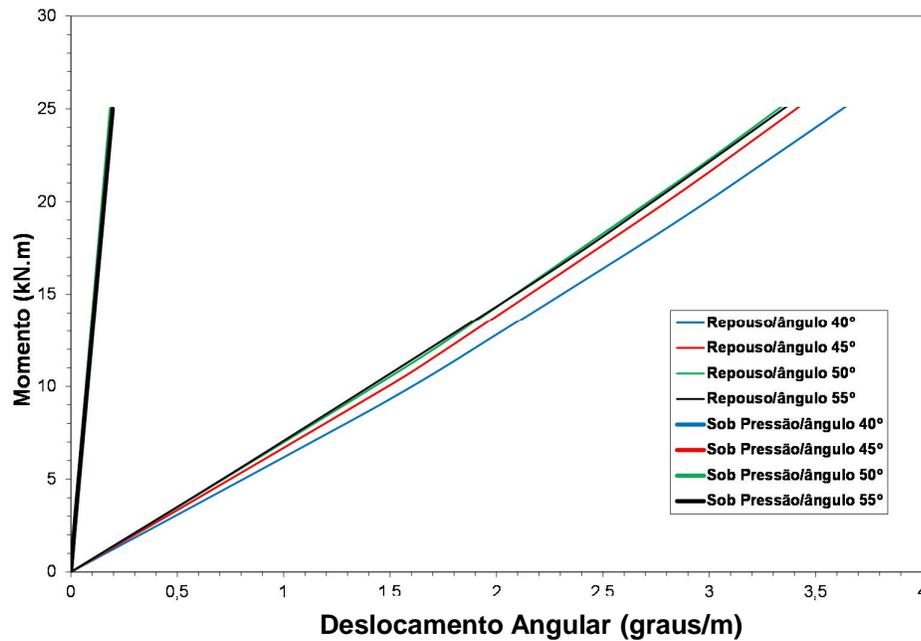
As condições de contorno e os carregamentos escolhidos por reproduzirem as condições do ensaio de torção podem ser vistas na imagem em 3D do mangote na simulação (Figura 42(a)). Uma das extremidades foi engastada, impedindo movimento e a outra, onde aplicou-se o torque, é mantida livre para possibilitar o giro e o alongamento do mangote. Para um torque de 25 kN.m (sentido anti-horário), tem-se o resultado de deslocamento angular do mangote igual a  $0,41^\circ$ , como mostra a Figura 42(b).

Também foi necessário analisar o modelo numérico em torção nos sentidos horário e anti-horário. No entanto, a diferença dos resultados em relação à abertura ou ao fechamento do espiral durante a torção não foi significativa para o mangote em estudo. Na Figura 43(a-b) é possível visualizar a curva de torque com e sem pressão (kN.m) vs deslocamento angular ( $^\circ/m$ ), onde a deformação é obtida pela variável  $UR_1$ , expressa em radianos, para diferentes ângulos de disposição dos cordonéis. Nota-se que as curvas são similares para os diferentes ângulos (especialmente sob pressão), confirmando que a rigidez em torção é pouco sensível a essa variação. Pode-se ainda obter os valores de rigidez torcional do mangote através da inclinação da curva (dividindo-se o momento pela deformação angular). A rigidez torcional em repouso foi de  $\approx 430 \text{ kN.m}^2$  e, se pressurizado, aumenta para  $\approx 1800 \text{ kN.m}^2$ . A relação entre o momento e a deformação angular do mangote é linear, justificando que a rigidez em torção é constante em toda a faixa de carregamento analisada.



**Figura 42:** Imagem 3D do mangote em torção a) Condições de contorno, b) Deformação angular  $UR_1$  para cordonéis com ângulo de  $55^\circ$ .

Para o mangote em repouso, a variação de rigidez torcional é mais expressiva que para o mangote pressurizado. Observa-se também que a curva referente ao ângulo de 55° para o mangote em repouso não segue o mesmo aumento de rigidez torcional que para os outros ângulos. Essa diferença possivelmente ocorreu devido à proximidade com o ângulo de equilíbrio dos cordonéis, que está entre 50° e 55°. Ângulos abaixo desta faixa, como 40, 45 e 50°, giram num sentido quando da aplicação da torção no mangote, enquanto o ângulo de 55° gira para o outro, até atingir o ângulo de equilíbrio.



**Figura 43:** Momento torçor vs deslocamento angular determinados por simulação do mangote em função do ângulo dos cordonéis.

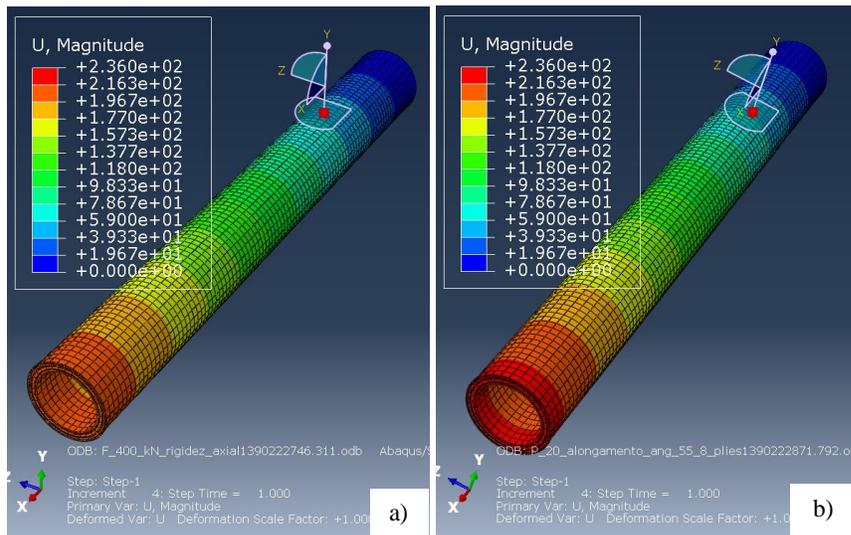
### 5.3.3. Simulação do esforço de tração do modelo local

Na simulação do esforço de tração, é aplicada uma força axial ao mangote ( $F$ ), que está fixo em uma das extremidades. Esta força causa um alongamento devido à deformação do mangote ( $x$ ). Com os resultados da simulação, a rigidez em tração do mangote ( $EA$ ) é calculada conforme a Equação (21):

$$EA = \frac{F}{x} \quad (21)$$

A rigidez axial e o alongamento axial do mangote em repouso e sob pressão máxima de trabalho foram avaliados por simulação. A Figura 44(a)-(b) apresenta as imagens 3D do

deslocamento axial do mangote submetido a uma força axial de 412 kN sem pressão e sob pressão de 21 bar, respectivamente. O deslocamento ocorrido foi de  $\approx 196$  mm quando o mangote está despressurizado é de 228 mm quando pressurizado e tracionado. O mangote pressurizado apresenta um deslocamento menor, pois esse resultado representa o somatório do deslocamento ocasionado por dois *steps*, um deslocamento inicial ocasionado pela componente axial da pressão encolhe o mangote, posteriormente, o deslocamento ocasionado pela força de tração aumenta o mangote.

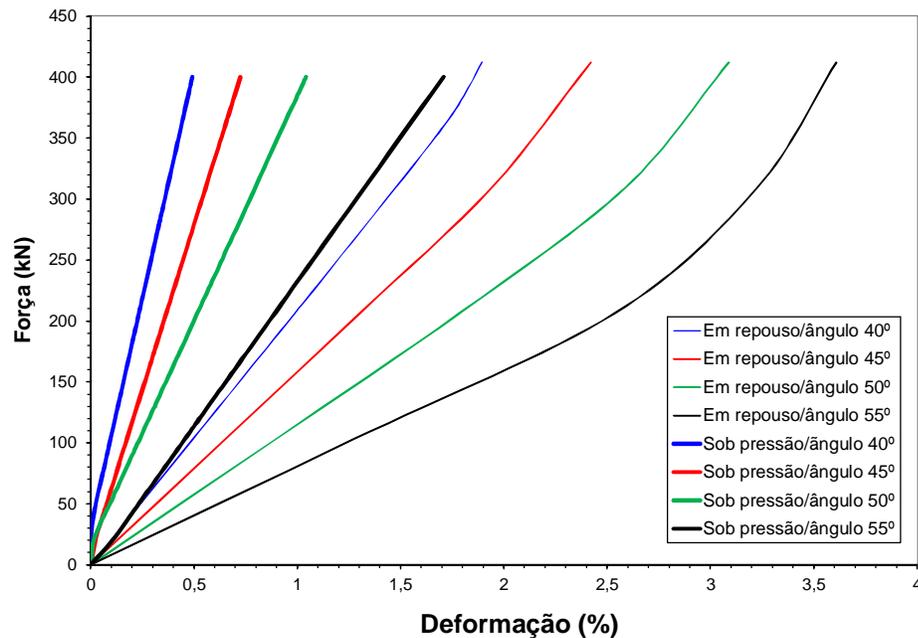


**Figura 44:** Imagem 3D da simulação do deslocamento axial do mangote com cordonéis 55° sob força de tração de 412 kN (a) despressurizado e (b) sob pressão de trabalho de 21 bar

Na Figura 45 é apresentado o gráfico da deformação em função da força de tração aplicada na extremidade do mangote. Esta mesma figura apresenta também a segunda condição, onde a simulação foi realizada em duas etapas: Aplicação de uma pressão de trabalho de 21 bar, e aplicação de uma força de tração de  $\approx 400$  kN. É importante destacar que, neste caso, as curvas do mangote em repouso para os ângulos maiores apresentam menor linearidade que para ângulos menores, pois à medida que força de tração aumenta, o ângulo dos cordonéis diminui, tendendo a se alinhar com a direção da força, tornando assim o mangote mais rígido nessa direção. Fica evidente que as curvas para os ângulos maiores, como para os ângulos de 50° e 55° sem pressão, representam comportamentos diferentes. No início da curva o deslocamento é representado pela rotação dos cordonéis até o ângulo de equilíbrio, no final da curva (início da não-linearidade), o deslocamento é representado pela

tração dos cordonéis, aumentando a rigidez axial do mangote para esse nível de carregamento. Ou seja, a resposta do mangote depende do nível de carregamento.

Já para o mangote pressurizado, é notado um pequeno afastamento da curva para os cordonéis no ângulo de 55° (cor preta) em relação às demais curvas. Esse comportamento é evidenciado na simulação por intermédio da rotação dos cordonéis para atingir o ângulo de equilíbrio (54,7°). É possível também visualizar um nível de rigidez maior para esses ângulos, quando comparados com as curvas do mangote não pressurizado.



**Figura 45:** Força vs deformação do mangote em função do ângulo dos cordonéis em condição de repouso e sob pressão.

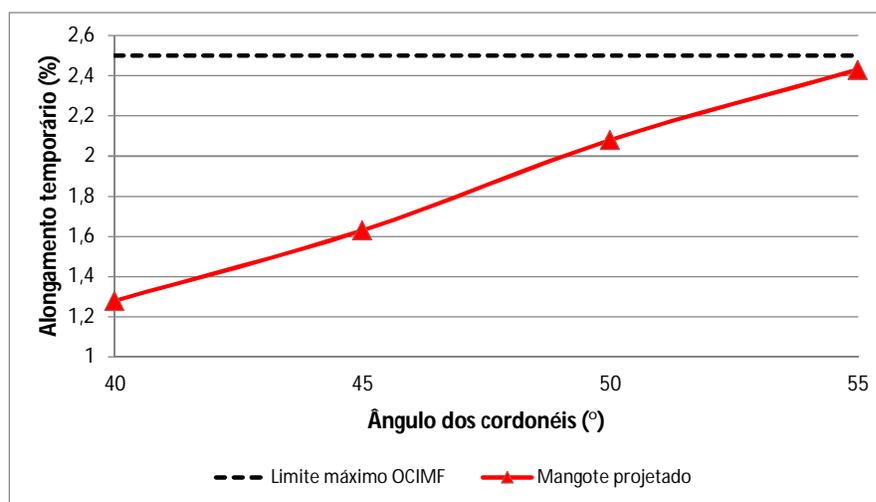
A Tabela 8 descreve os valores de rigidez axial para cada condição e para diferentes ângulos dos cordonéis. A rigidez axial corresponde à média entre os valores apresentados na curva força vs alongamento. Observa-se que o ângulo de 40° fornece a maior rigidez axial, sendo que o mangote pressurizado é até 2,7× mais rígido que o mangote em repouso. Essa diferença cai para 2,4× para os ângulos de 45° e 50° e para 1,7× em 55°. A relação da rigidez axial em relação ao ângulo é bastante similar ao comportamento do mangote sob carregamento de flexão, sendo função do alinhamento dos cordonéis com o sentido do carregamento.

**Tabela 8:** Variação da rigidez axial do mangote projetado (kN) com o ângulo dos cordonéis.

<i>Condição do mangote</i>	<i>40°</i>	<i>45°</i>	<i>50°</i>	<i>55°</i>
Em repouso	31269	23898	16878	13758
Sob pressão	84300	56300	40300	22700

Com o mangote apenas pressurizado, ou seja, sem o esforço de tração, foi avaliada a influência do ângulo dos cordonéis em relação ao alongamento gerado enquanto a pressão é mantida, também chamado de alongamento temporário, cujo valor máximo permitido pela norma OCIMF 2009 é de até 2,5%. A Figura 46 mostra graficamente a variação do alongamento do mangote vs o ângulo dos cordonéis entre 40° e 55°. Nota-se que todos os ângulos atendem esse requisito. No entanto, para o ângulo de 55°, o alongamento encontra-se muito próximo do limite máximo, comprometendo sua utilização em operações que exigem uma maior rigidez axial na linha de mangotes.

Ângulos superiores a 55° não seriam adequados, pois estariam fora da especificação normativa. Os ângulos 45° e 50° fornecem ao mangote um alongamento temporário de  $\approx 1,6\%$  e  $\approx 2,1\%$ , respectivamente. Por estarem dentro da especificação e apresentarem excelente rigidez axial, esses dois ângulos intermediários são vantajosos. No entanto, para avaliação e seleção das propriedades mecânicas, é necessário o estudo de configuração de linhas, realizado por um modelo hidrodinâmico.



**Figura 46:** Variação do alongamento temporário do mangote sob pressão com o ângulo dos cordonéis.

### **5.3.4. Simulação da pressão de ruptura**

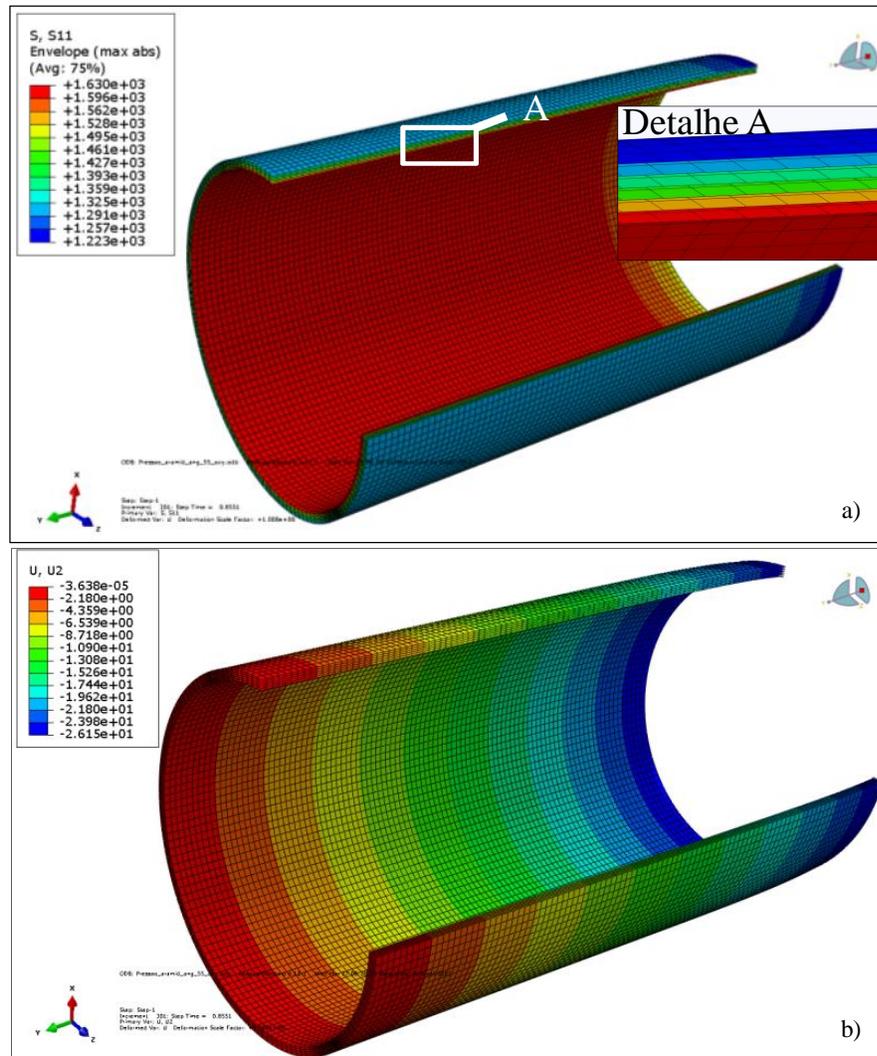
A seção 5.3.4.1 demonstra os resultados e discussões referentes à simulação da pressão de ruptura do tubo elastomérico, onde se avaliou a influência do ângulo dos cordonéis frente a esse carregamento. Na seção 5.3.4.2 demonstra-se os resultados encontrados nas simulações de pressão de ruptura dos mangotes com cordonéis originais para validação do modelo e na seção 5.3.4.3, é demonstrada a simulação da pressão de ruptura das carcaças do mangote projetado com cordonéis avançados.

#### **5.3.4.1. Avaliação da pressão de ruptura do tubo elastomérico**

Para análise dos resultados do FEA, buscou-se identificar em qual pressão os cordonéis atingem sua carga de ruptura, em que região a falha ocorre e o nível de alongamento axial provocado no tubo. Para isso, avaliou-se a variável *Stress* (S), em MPa, e a variável *Spatial Displacement* (U), em mm. Para exemplificar, a Figura 47(a-b) mostra a imagem 3D do modelo do tubo reforçado com cordonéis de poliaramida com ângulo de 55° para uma pressão hidrostática de 171 bar, para a qual os cordonéis estão próximos da ruptura (1607 MPa, vide Figura 34). O rompimento dos cordonéis previsto pelo modelo ocorre a uma pressão próxima a 170 bar, resultado obtido por interpolação linear. Nessa pressão o tubo se deslocou axialmente cerca de 26 mm, resultando em uma deformação de 5,2%.

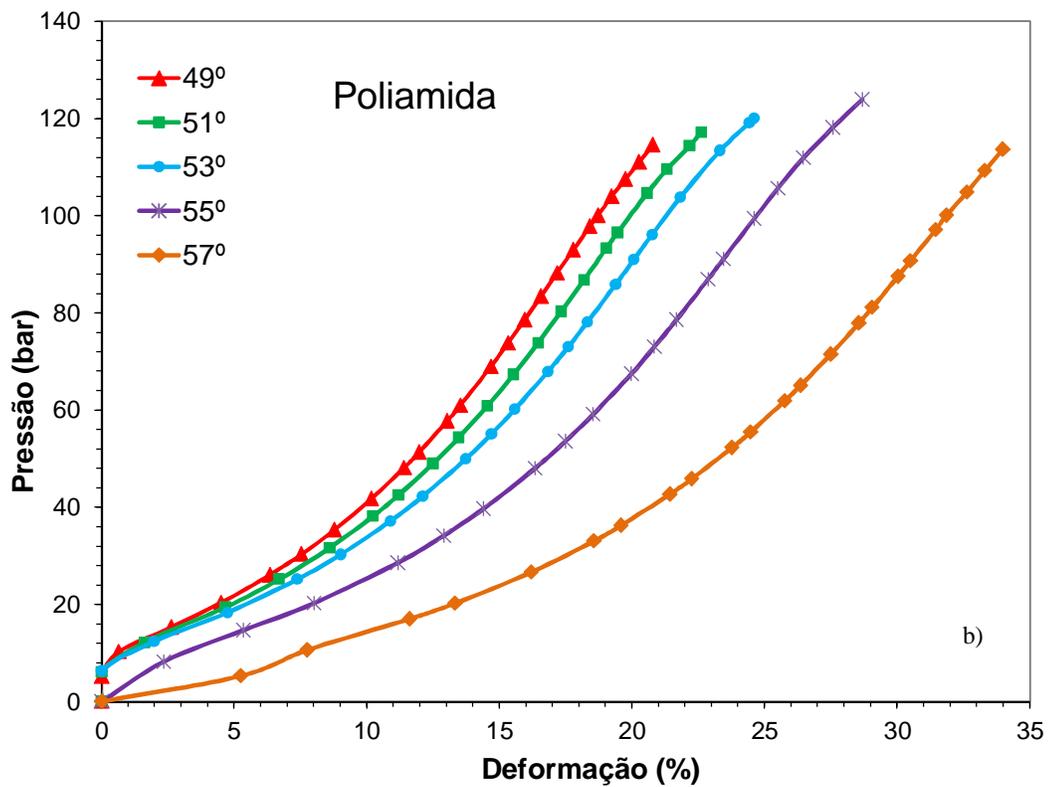
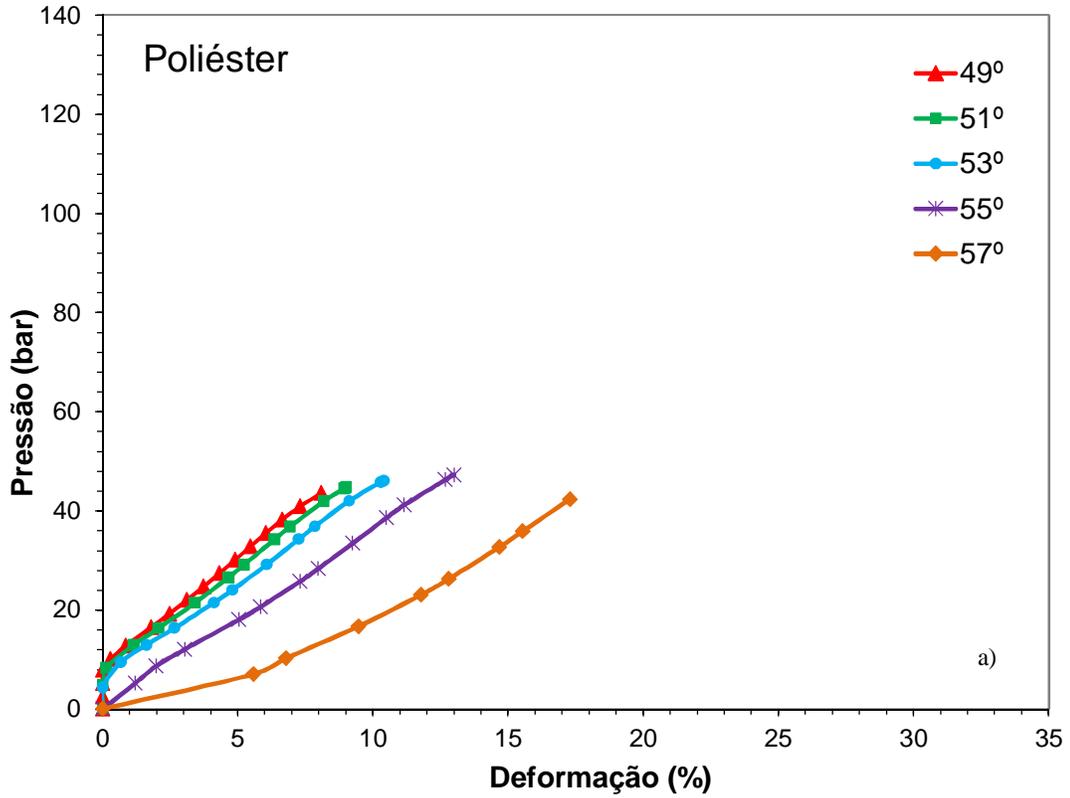
O “Detalhe A” na Figura 47(a) indica o espectro de carregamento em cada uma das camadas do tubo. Vê-se que a camada mais interna é a mais solicitada, com uma tensão máxima de  $\approx 1630$  MPa, e que a camada mais externa é a menos solicitada, com uma tensão igual a 1223 MPa. Isso revela que a falha tem início nas camadas mais internas e se propaga para as mais externas. Assim, é possível melhorar a pressão de ruptura do tubo elastomérico sem aumentar o número de camadas pela alteração do ângulo dos cordonéis das camadas individuais.

As Figura 48(a-b) e Figura 49(a-b) mostram curvas de pressão vs deformação axial para diferentes materiais e ângulos dos cordonéis. O ângulo de 49° apresentou, para todos os materiais, a menor pressão de ruptura e a menor deformação axial, e conseqüentemente a maior rigidez axial. Por outro lado, para o ângulo de 55°, a energia necessária para a ruptura do tubo foi a maior, o que pode garantir uma boa performance. Para os ângulos de 51° e 53°, os resultados de pressão de ruptura e deformação na ruptura foram intermediários.

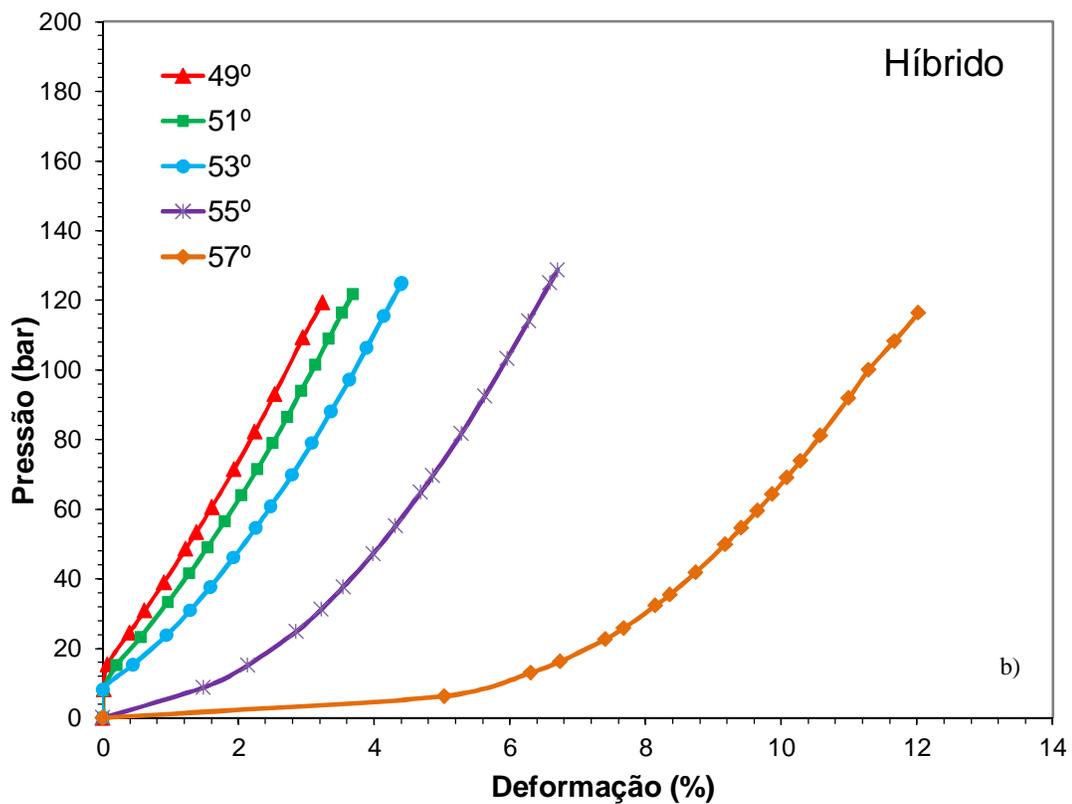
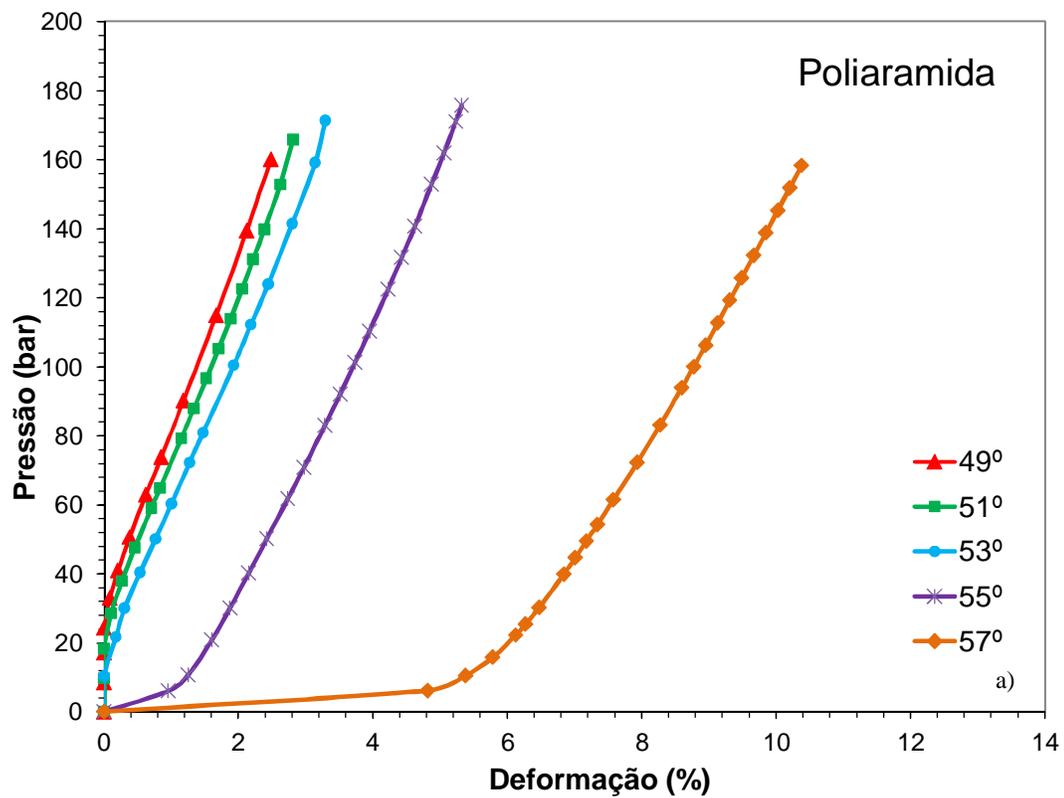


**Figura 47:** Imagem 3D e resultados do modelo de poliaramida (55°) submetido a  $P_{\text{interna}} = 171$  bar: (a) Tensão nos cordonéis (MPa) e (b) deslocamento axial (mm).

A curva do tubo simulado com o cordonel de poliaramida apresentou módulo superior aos demais. Já o cordonel de poliéster apresentou baixa carga de ruptura e consequentemente uma menor pressão de ruptura do tubo elastomérico. Apesar dos cordonéis de poliaramida apresentarem uma carga na ruptura levemente inferior ao poliéster, sua elevada deformação na ruptura pode favorecer o uso em algumas aplicações. A adição de poliaramida no cordonel de poliaramida, diminui a tensão na ruptura, porém aumenta a deformação na ruptura do cordonel híbrido. É importante notar também que essas curvas do tubo elastomérico se comportam de maneira bastante similar às curvas dos cordonéis, o que prova que grande parte da rigidez do tubo é proveniente das características dos cordonéis.



**Figura 48:** Pressão vs deformação em função do ângulo de distribuição dos cordoneis: (a) Poliéster, e (b) Poliamida.

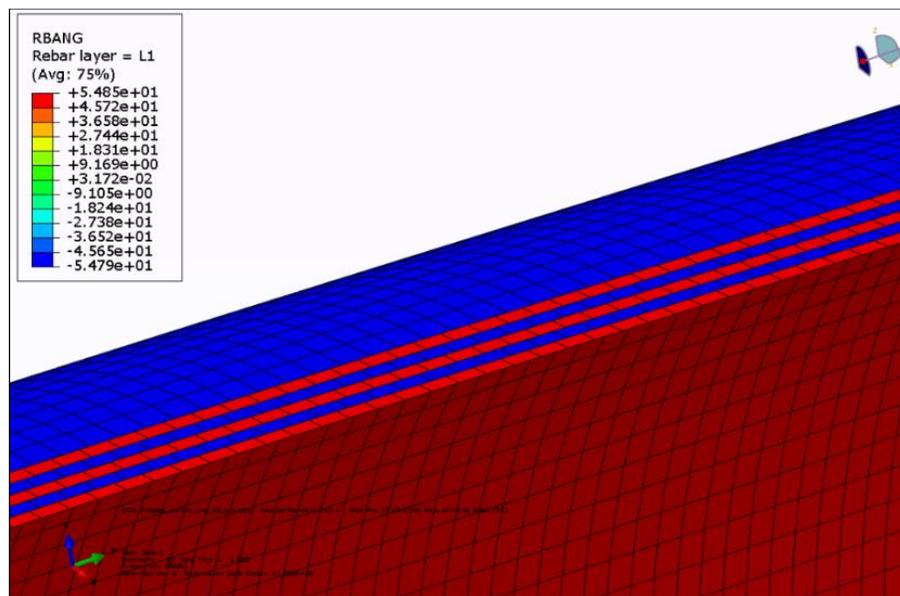


**Figura 49:** Pressão vs deformação em função do ângulo de distribuição dos cordonéis: (a) Poliaramida, e (b) Híbrido.

As análises por FEA provaram que 55° é o ângulo de distribuição ideal dos cordonéis dentre os estudados, pois permitiu uma maior pressão. Esse bom desempenho ocorreu devido ao equilíbrio entre as forças radial e axial provocadas pela pressão no interior do tubo. Para os demais ângulos há perda de eficiência pois à medida que a pressão interna foi aplicada ocorreu rotação até o ponto de equilíbrio, fazendo com que o tubo sofresse um “encolhimento”, diminuindo a deformação na ruptura.

Um afastamento entre as curvas dos ângulos 49, 51 e 53° em relação à curva dos ângulos de 55° e 57° é evidenciado nos quatro gráficos para os diferentes materiais. No início das curvas para os ângulos menores nota-se que a deformação é nula ou negativa até  $\approx 15-30$  bar. Os cordonéis dispostos nos ângulos 49, 51, 53 e 57° tendem a girar para um ângulo de equilíbrio, provocando a diminuição ou o aumento do comprimento do tubo. Isso prova que a definição de ângulo ideal é uma característica geométrica frente a um carregamento específico, nesse caso, a pressão interna.

Para comprovar esse comportamento, verificou-se a variável RBANG, que mostra a distribuição dos ângulos dos cordonéis após a aplicação de um carregamento. A Figura 50 mostra a imagem da escala dos ângulos das seis camadas do tubo. As três camadas em escala vermelha representam o ângulo positivo configurado inicialmente, resultando em um ângulo de equilíbrio de +54,8°. Para as 3 camadas em escala azul, o ângulo de equilíbrio é de -54,8°. Esse comportamento ocorreu para os diferentes ângulos e materiais analisados.



**Figura 50:** Imagem 3D e resultados do ângulo dos cordonéis submetido à pressão interna.

### 5.3.4.2. Validação do modelo numérico da pressão de ruptura

Devido às elevadas deformações e tensões causadas pela pressão atingida, o espiral metálico de sustentação eventualmente atinge o escoamento, o que conseqüentemente produz um estado característico de não linearidade, com módulo de elasticidade menor e variável. Os dados necessários para o abastecimento do software foram obtidos dos dados de tensões verdadeiras e deformações, com comportamento logarítmico, devido à diminuição da área transversal do corpo de prova à medida que a força de tração aumenta. A curva que rege tal comportamento de um material SAE 1045 é dada pela Equação (22) (CABEZAS e CELENTANO, 2002):

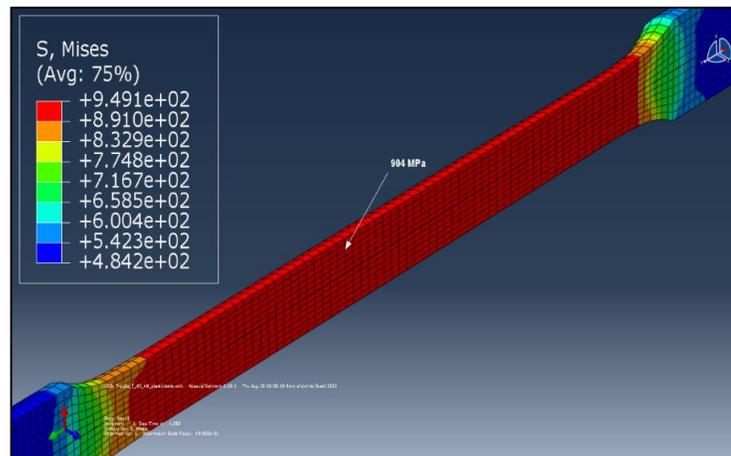
$$\sigma_{\text{true}} = 1047,7 \epsilon_{\text{nom}}^{0,1206} \quad (22)$$

Sabe-se que, após o escoamento, o material possui deformação elástica e deformação plástica. Para a definição do material, foi necessário atribuir deformação plástica, obtida pela Equação (23):

$$\epsilon_{\text{ln}}^{\text{pl}} = \ln(1 + \epsilon_{\text{nom}}) - \frac{\sigma_{\text{true}}}{E} \quad (23)$$

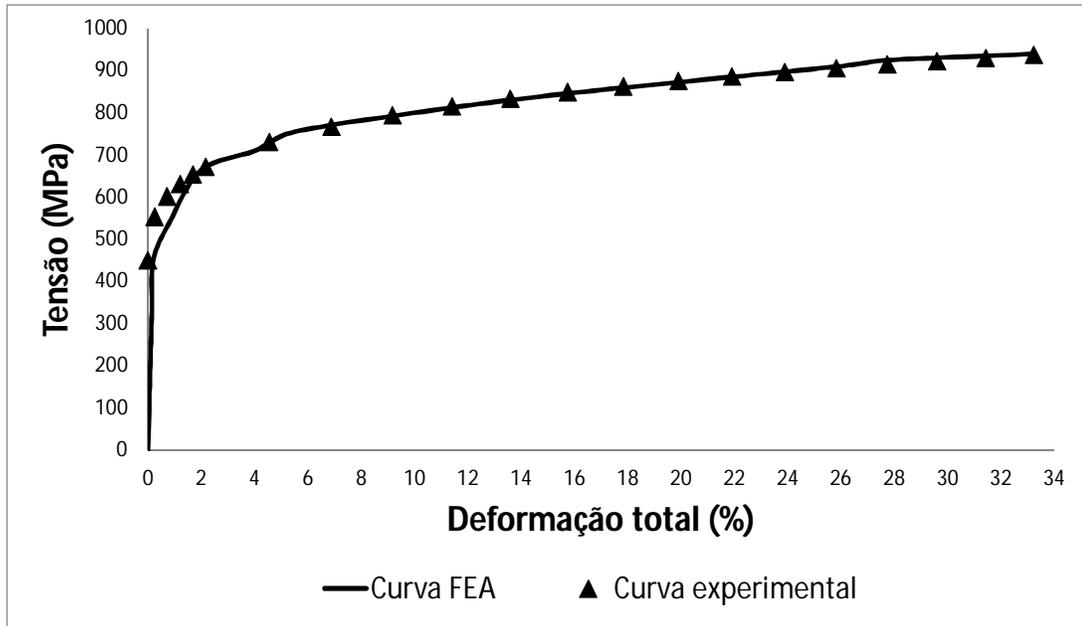
Onde:  $\sigma_{\text{true}}$  = tensão verdadeira (MPa);  $\epsilon_{\text{nom}}$  = deformação nominal obtida em ensaio de tração uniaxial (mm/mm);  $\epsilon_{\text{ln}}^{\text{pl}}$  = deformação logarítmica (mm/mm); E = módulo de elasticidade (MPa).

Na Figura 51, a escala de tensão de von Mises mostra que, ao aplicar 60 kN de força de tração, a região central do corpo de prova apresenta uma tensão de  $\approx 904$  MPa. O modelo numérico se comportou de maneira similar, validando a plasticidade do aço.



**Figura 51:** Imagem 3D do corpo de prova de aço tracionado com 60 kN

A Figura 52 mostra a curva de tensão de engenharia vs deformação, onde os símbolos foram obtidos a partir das equações anteriores e a curva contínua corresponde aos resultados da simulação obtida a partir de vários incrementos da força. Os dados encontrados nessas equações foram inseridos no modelo do corpo de prova. A região elástica foi definida a partir do módulo de elasticidade e do coeficiente de Poisson. Nessa curva, o aço ao atingir uma tensão de  $\approx 900$  MPa e uma deformação de  $\approx 33\%$  irá romper.



**Figura 52:** Curvas numérico e experimental da tensão de engenharia vs deformação do aço.

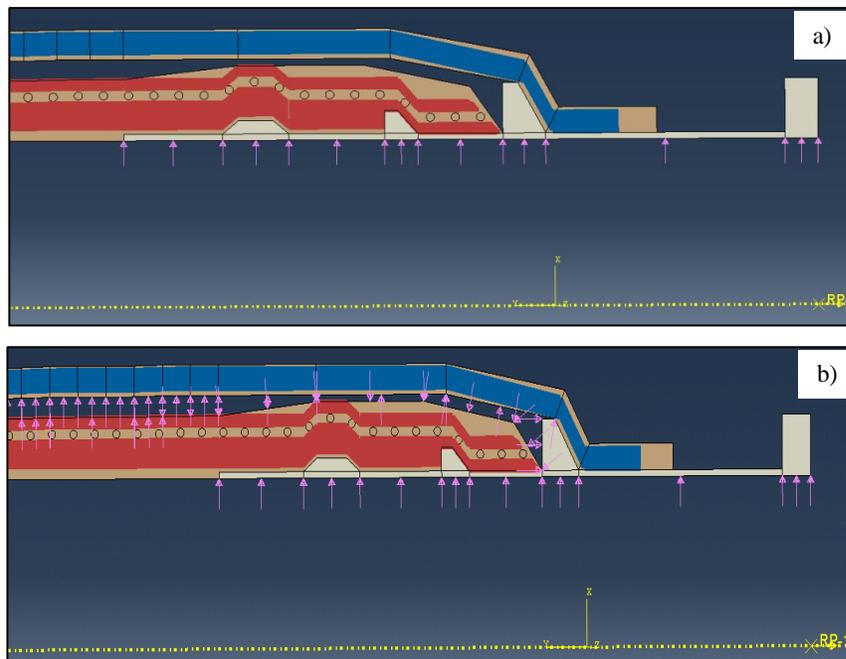
A validação do modelo numérico para a ruptura da 1ª e 2ª carcaças do mangote foi feita com resultados obtidos em ensaio hidrostático destrutivo para certificação de um protótipo de modelo igual ao do mangote em estudo. Com os valores fornecidos, avaliou-se a capacidade dos modelos numéricos desenvolvidos em prever a resistência do mangote. Assim, para a avaliação da resistência do mangote foi desenvolvido um novo modelo axi-simétrico e foram obtidos valores de pressão de ruptura da 1ª e da 2ª carcaça. O carregamento foi aplicado de forma a reproduzir o esforço sofrido pela 1ª carcaça, como mostra a Figura 53(a).

Para simular a pressão de ruptura da 2ª carcaça, adicionou-se um carregamento de pressão no espaço vazio entre as duas carcaças, simulando como se a primeira carcaça tivesse rompido (Figura 53(b)), e também foi aplicado um carregamento axial para compensar o fato do flange ser aberto. Esses carregamentos podem ser visualizados na Tabela 9. Para aumentar

a confiabilidade dos resultados, inseriu-se o comportamento de plasticidade do aço em dois modelos de mangote com poliéster na 1ª carcaça e poliamida na 2ª carcaça e se analisou os resultados em comparação com o *Burst Test* realizado por fabricante nacional de mangote, apresentados em literatura aberta (FLEXOMARINE MARINE HOSES, 2013).

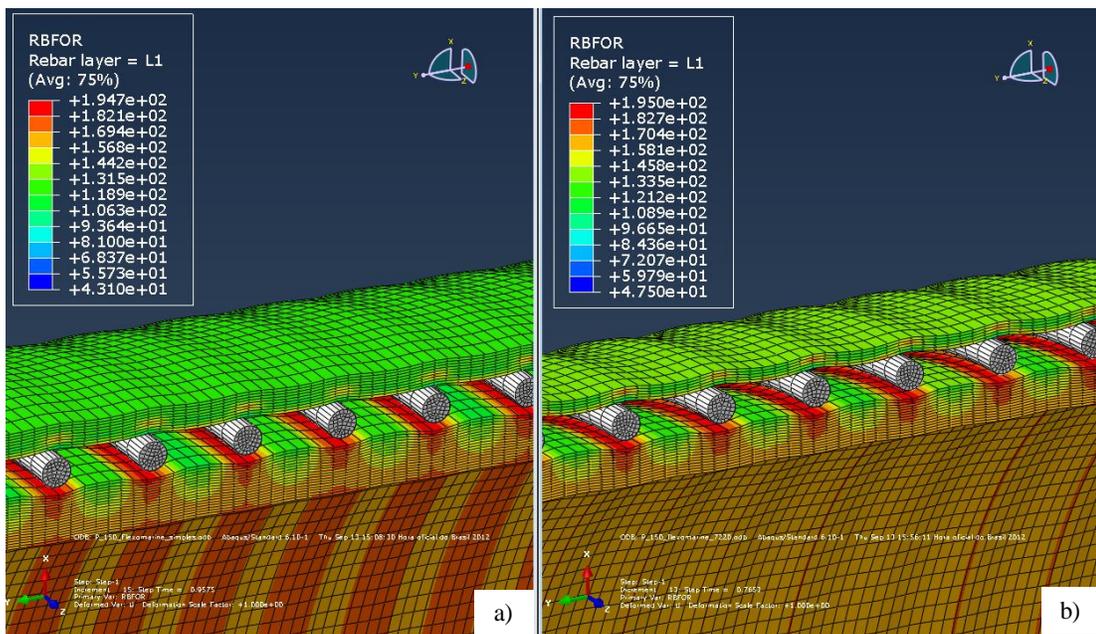
**Tabela 9:** Carregamentos aplicados nos modelos numéricos da pressão de ruptura.

Carcaça / Mangote	Pressão interna (bar)	Força axial (kN)
1ª / Mangote 1	160	3243
1ª / Mangote 2	130	2635
2ª / Mangote 1	60	1216
2ª / Mangote 2	50	1013
1ª / Mangote Projetado	200	4054
2ª / Mangote Projetado	80	1621



**Figura 53:** Imagem 3D do carregamento aplicado na primeira(a) e segunda (b) carcaça do modelo axi-simétrico do mangote.

Foram analisados dois protótipos de mangote em escala real com cordonéis de poliéster na 1ª carcaça e cordonéis de poliamida da 2ª carcaça. Os dois mangotes possuem o mesmo tamanho de 20” de diâmetro e 35’ de comprimento. A diferença entre eles está no número de camadas. O primeiro mangote, denominado “*Mangote 1*”, contém um número de camadas cerca de 20% maior que o segundo mangote, denominado “*Mangote 2*”. No *Mangote 1*, foi necessária uma pressão interna de 148 bar para se atingir a força máxima de 200 N nos cordonéis de poliéster, como mostra a Figura 54(a). Já no *Mangote 2*, a força máxima dos cordonéis foi atingida a uma pressão interna de 118 bar, como mostra a Figura 54(b).



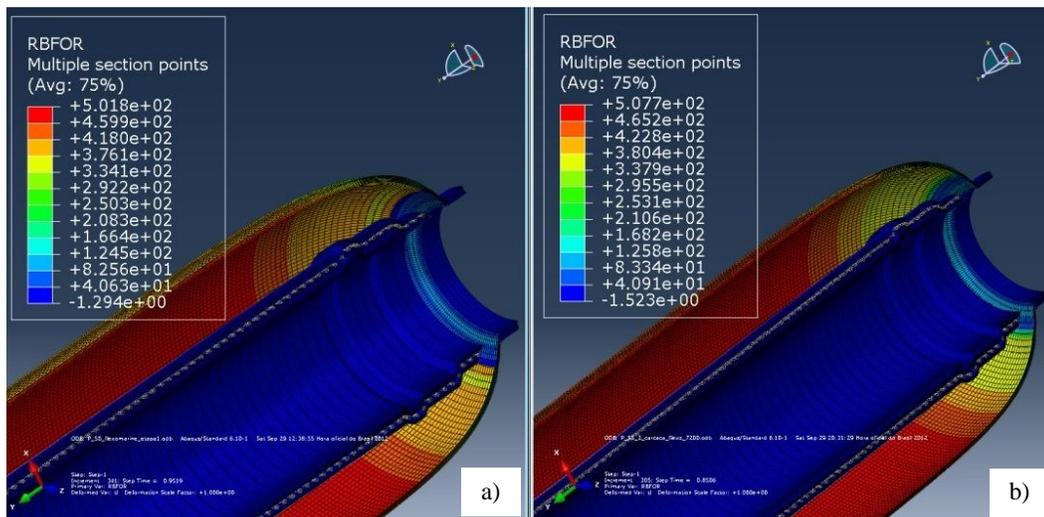
**Figura 54:** Imagem 3D da força exercida nos cordonéis de poliéster da 1ª carcaça do (a) Mangote 1 com pressão de 148 bar e (b) Mangote 2 com pressão de 118 bar

Em relação ao espectro de carregamento, a escala de resultados mostra que os pontos de máxima tensão ocorrem logo abaixo do espiral. As camadas acima do espiral são menos solicitadas, devido à ação do componente axial da pressão interna, comprovando que a componente radial da pressão interna é resistida, em grande parte, pelo espiral.

Segundo a certificação desses mangotes, o *Mangote 1* apresentou pressão de ruptura de 141 bar, o que representa um desvio de 4,7% em comparação com a simulação. Para o *Mangote 2*, a pressão foi de 124 bar, um desvio de 5%. Tais variações são plenamente aceitáveis considerando as incertezas dos equipamentos utilizados para as medições do teste,

o refinamento da malha do modelo e às variações do próprio processo de fabricação do mangote. Assim, foi possível utilizar essa metodologia para o novo modelo do mangote, já que os resultados encontram-se acima do limite mínimo especificado pela OCIMF (de 105 bar), mesmo considerando um erro de pelo menos 5% na análise.

Em relação à 2ª carcaça, a simulação foi realizada para o *Mangote 1* utilizando-se a metodologia demonstrada anteriormente. Na Figura 55(a), é possível visualizar a escala de força atingida nos cordonéis de poliamida da 2ª carcaça para o *Mangote 1* para uma pressão interna de 52 bar. Ao atingir a força equivalente à resistência máxima dos cordonéis (520 N), encontra-se a pressão de ruptura de 54,2 bar. A Figura 55(b) mostra a escala de força do cordonéis do *Mangote 2* e pressão de 46 bar, sendo a pressão de ruptura de 48 bar. Esses resultados foram obtidos por interpolação linear.

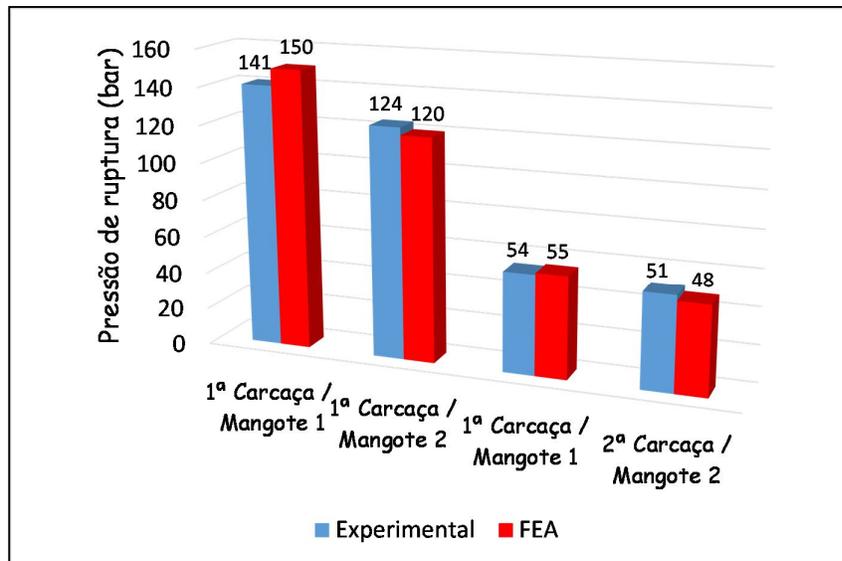


**Figura 55:** Imagem 3D da força exercida nos cordonéis da 2ª carcaça do Mangote 1 sob pressão de 52 bar (a) e do Mangote 2 sob pressão de 46 bar (b).

Diferentemente da 1ª carcaça, a 2ª carcaça apresenta tensões mais homogêneas. Essa característica é claramente justificada pela ausência do espiral para essa carcaça. Observa-se também que a 1ª carcaça (escala azul) não é solicitada, comprovando que esta já não confere resistência ao mangote, tendo falhado antes da ruptura da 2ª carcaça.

O teste experimental real do *Mangote 1* atingiu a pressão de ruptura da 2ª carcaça de 54 bar, um desvio de 0,4% em comparação com a simulação. Para o *Mangote 2*, o resultado do teste foi de 50,9 bar, um desvio de 5%. Assim, valida-se essa metodologia para o mangote

projetado, pois os resultados encontraram-se acima do limite mínimo especificado pela OCIMF igual a 42 bar (e considerando um erro mínimo de 5% na análise). Ressalta-se que o resultado da 2ª carcaça é mais preciso que o da 1ª carcaça, devido à inexistência de distribuições complexas de solicitações mecânicas causadas pelo espiral. A Figura 56 mostra a comparação das pressões de ruptura encontradas experimentalmente e por elementos finitos.



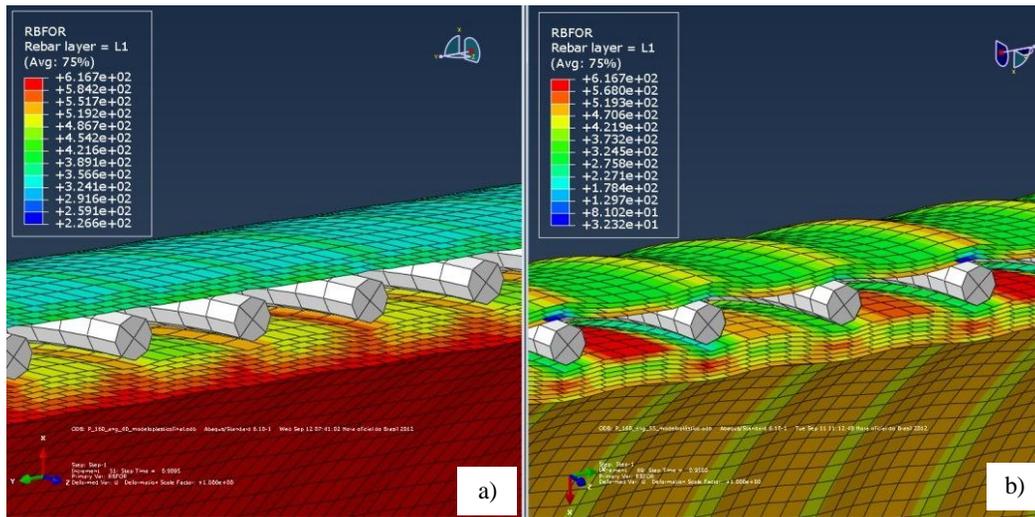
**Figura 56:** Comparativo das pressões de ruptura experimentais e numéricas para os mangotes tradicionais

#### 5.3.4.3. Modelo numérico da pressão de ruptura do mangote projetado

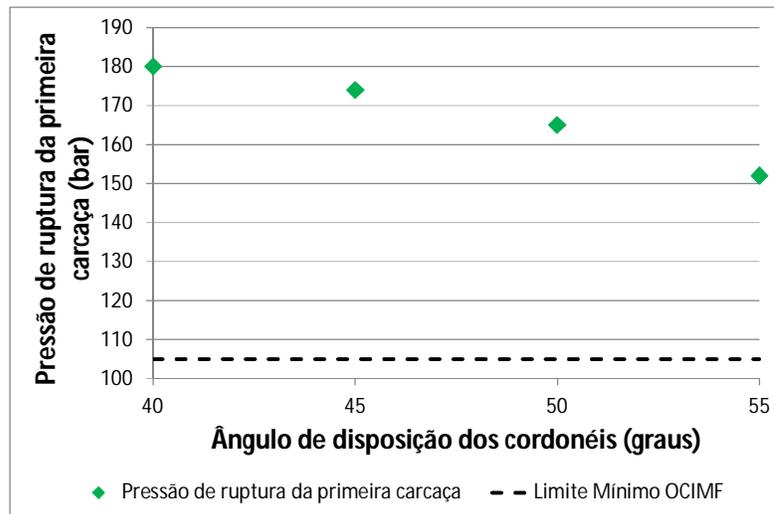
Como última análise deste trabalho, simulou-se um Mangote Projetado com cordoneis híbridos (poliamida+poliamida) na 1ª carcaça e poliamida na 2ª carcaça para obtenção da pressão de ruptura em função da mudança do ângulo dos cordoneis. Na Figura 57(a)-(b) pode-se verificar o efeito força exercida nos cordoneis com ângulo de 40° e 55°, respectivamente. No primeiro caso, a pressão necessária para que os cordoneis atingissem sua força máxima (620 N) foi de 181 bar e, para o segundo caso, de 152 bar.

O gráfico da pressão de ruptura em função da variação do ângulo dos cordoneis pode ser visualizado na Figura 58 e observa-se um decréscimo da pressão com o aumento do ângulo. Diferentemente, do tubo elastomérico, a primeira carcaça do mangote contém o espiral de aço. A consideração da curva completa do aço na simulação ratifica a conclusão de

aumento da pressão de ruptura do mangote ao se diminuir o ângulo dos cordonéis, pois aqui também o carregamento de tração do espiral aumenta com a diminuição do ângulo.



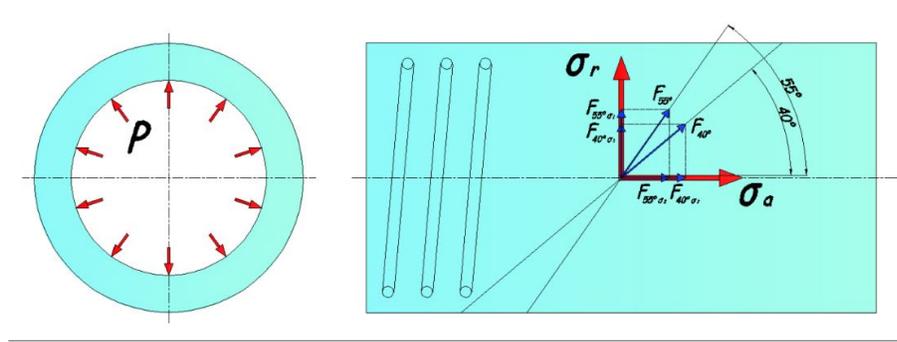
**Figura 57:** Imagem 3D da força exercida nos cordonéis híbridos da 1ª carcaça do *Mangote* projetado com ângulo de 40° (pressão: 181 bar) (a) e de 55° (pressão: 152 bar) (b).



**Figura 58:** Variação da pressão de ruptura da 1ª carcaça do mangote em função do ângulo dos cordonéis.

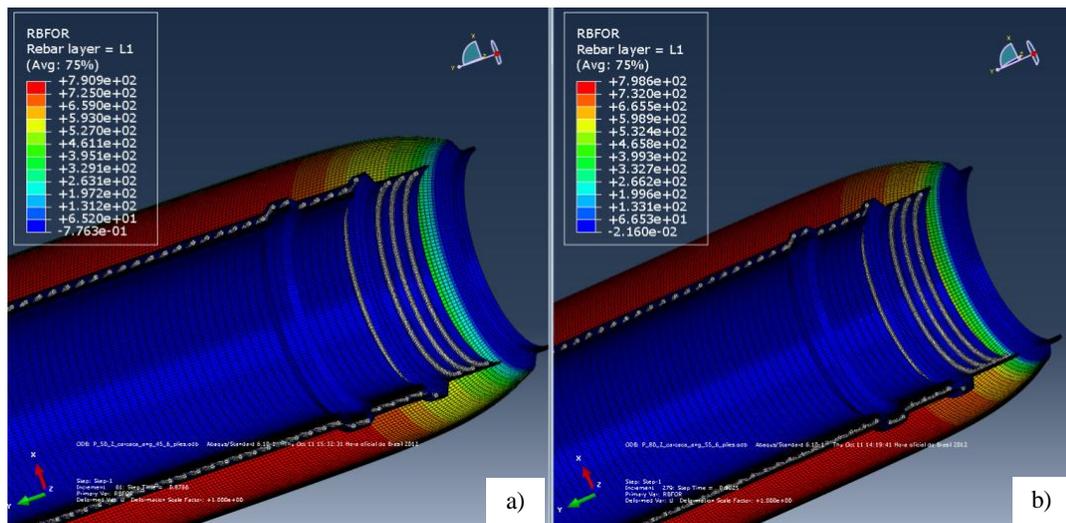
O comportamento observado está diretamente associado ao fenômeno das tensões principais de vasos cilíndricos. Ou seja, pelo fato da tensão tangencial  $\sigma_r$  ser o dobro da tensão axial  $\sigma_a$ , os cordonéis dispostos no ângulo de 55° (mais próximo ao  $\sigma_r$ ) são submetidos a maiores carregamentos que aqueles em 40° (mais próximo ao  $\sigma_a$ ). Deste modo, ângulos

menores tendem a gerar maiores carregamentos no espiral (pois os cordonéis suportam um menor carregamento no sentido tangencial). Na Figura 59 é possível observar um esquema das tensões principais geradas pela pressão interna do mangote e as componentes geradas pela força dos cordonéis.



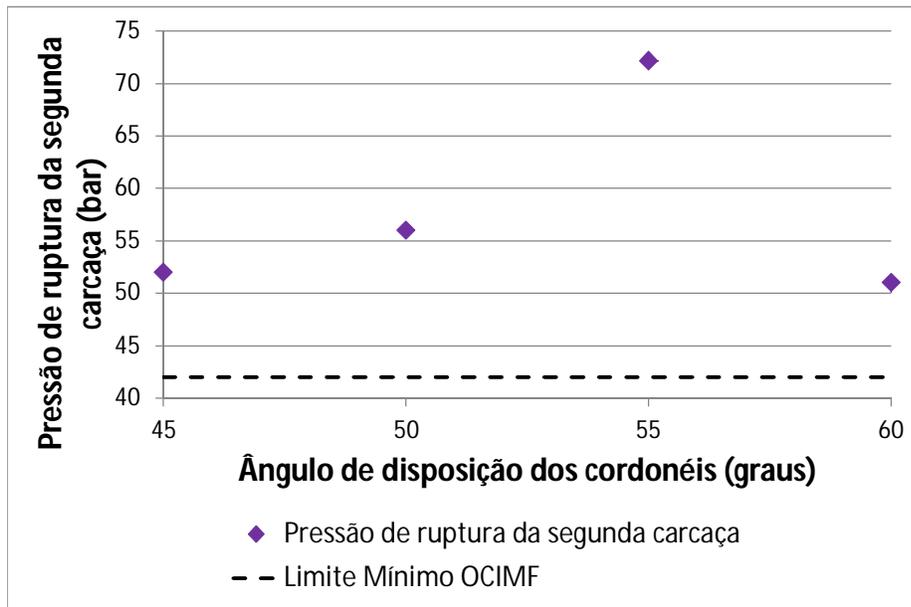
**Figura 59:** Desenho esquemático da distribuição de tensões internas.

Para a 2ª carcaça do mangote projetado, aplicou-se a mesma metodologia do mangote original. A Figura 60(a)-(b) mostra os resultados de força nos cordonéis para os ângulos de 45° e 55°, respectivamente. A força encontrada foi menor que a força de ruptura da poliaramida (800 N), encontram-se pressões de ruptura de 52 bar e 72 bar para os ângulos de 45° e 55°, respectivamente.



**Figura 60:** Imagem 3D da força exercida nos cordonéis da 2ª carcaça do Mangote 3: (a) ângulo de 45° (pressão interna: 52 bar), e (b) ângulo de 55° (pressão interna: 72 bar).

A Figura 61 mostra a pressão de ruptura da 2ª carcaça em função da variação do ângulo dos cordonéis. Diferentemente da 1ª carcaça, a pressão de ruptura da 2ª carcaça cresce à medida que o ângulo dos cordonéis aumenta, apresentando o mesmo comportamento do tubo elastomérico mostrado na seção 5.3.4.1. É possível observar que o ângulo de 55° apresenta o maior das pressões de ruptura dentre as analisadas. Talvez haja outros ângulos próximos de 55° que apresentem uma pressão de ruptura ainda maior, porém esses ângulos seriam inviáveis do ponto de vista de fabricação do mangote.



**Figura 61:** Pressão de ruptura da 2ª carcaça do mangote em função do ângulo dos cordonéis.

### 5.3.5. Configuração final do corpo do mangote projetado

Neste trabalho não foi previsto avaliar o comportamento dos mangotes em uma linha de mangotes, o que impossibilita detalhar outras implicações decorrentes das diferenças entre as propriedades mecânicas do mangote projetado em uma linha de mangotes. Em linhas gerais, é possível concluir que um mangote mais flexível é vantajoso por permitir maior movimentação da linha, gerando menos esforço nos elementos.

Cabe salientar que as propriedades mecânicas do mangote projetado são consequência direta do tipo de cordoneel e da configuração das camadas adotados para a 1ª carcaça. Por isso, propriedades similares às do mangote utilizado atualmente podem ser obtidas no mangote projetado, e as propriedades mecânicas do mangote projetado podem ser modificadas

mediante pequenas alterações no ângulo e disposição das camadas de cordonéis híbridos da 1ª carcaça, caso desejado.

Finalmente, ressalta-se que o mangote proposto, por se tratar de um projeto conceitual, foi dimensionado baseado em valores específicos de resistência (similares ao de um mangote atual), e não de rigidez, pois especificações para rigidez dependem da posição do mangote na linha e também do ambiente de trabalho. Porém, um mangote baseado no novo conceito proposto e com valores específicos de rigidez pode ser prontamente projetado utilizando-se os modelos numéricos desenvolvidos e validados também para a previsão de rigidez.

**Tabela 10:** Propriedades mecânicas do mangote projetado com ângulos 45° na primeira carcaça e 55° na segunda carcaça.

Propriedades do mangote		Valor
Rigidez flexional (kN.m <sup>2</sup> )	Em repouso	67
	Pressão de trabalho	168
Rigidez axial (kN)	Em repouso	23898
	Pressão de trabalho	56300
Rigidez torsional (kN.m <sup>2</sup> )	Em repouso	430
	Pressão de trabalho	1800
Pressão de ruptura 1ª carcaça (bar)		174
Pressão de ruptura 2ª carcaça (bar)		72
Estimativa do diâmetro externo (mm)		900
Estimativa do peso (kg)		2980

A configuração proposta em cordonéis à base de poliaramida para as carcaças do modelo de mangote projetado, indicam uma vantagem técnica concreta, que é de propiciar igual resistência e rigidez satisfatória com número reduzido de camadas de cordonéis. Esta mudança no tipo e número de camadas de cordoneis propiciaria uma redução de aproximadamente 35% no peso do mangote projetado em relação a mangotes com cordonéis poliméricos tradicionais utilizados atualmente.

## 6. CONCLUSÕES

Os mangotes de *offloading* mostraram ser um componente complexo, visto que a resposta estrutural deste não pode ser calculada analiticamente, e os métodos numéricos capazes de fornecer esta resposta são igualmente complexos por incorporarem não-linearidades de todas as espécies (material, geometria e contato), além de elevada anisotropia. No entanto, apesar do grande número de considerações necessárias, o software Abaqus se mostrou uma ferramenta de grande potencial, possibilitando o desenvolvimento de um modelo 3D e de um modelo axi-simétrico do mangote em estudo que se mostraram válidos para prever a sua rigidez e resistência em todos os casos analisados.

A pesquisa realizada mostrou que, para projetar um mangote, além de se dominar as ferramentas de análise, foi necessária a caracterização de todos os materiais e do mangote para a obtenção de dados fidedignos, imprescindíveis para o uso correto das ferramentas numéricas. A caracterização dos materiais permitiu avaliar o comportamento dos cordonéis do mangote atual e projetado. Os cordonéis de poliéster, poliamida, poliaramida e híbrido utilizados nos mangotes descreveram satisfatoriamente o comportamento esperado em toda a faixa de deformação. Os ensaios realizados para o elastômero também apresentaram um comportamento coerente com as análises. Os dados experimentais obedeceram os modelos hiperelásticos (*Marlow* – Cordonéis e *Arruda-Boyce* – Elastômero) selecionados.

O estudo da variação do ângulo dos cordonéis foi importante para o entendimento das propriedades mecânicas ideais. Em relação à rigidez flexional (Figura 41) para o mangote em repouso obteve-se uma diferença de 50 para 82 kN.m<sup>2</sup> para ângulos extremos de 55° para 40°, respectivamente. Ângulos inferiores provocariam um aumento na rigidez do mangote e nos níveis de compressão dos cordonéis. A rigidez em torção (Figura 43) seria pouco afetada pela mudança de ângulo, apresentando 430 kN.m<sup>2</sup> para o mangote em repouso e 1800 kN.m<sup>2</sup> quando sob pressão. A rigidez axial (Tabela 8) do mangote em repouso teria um comportamento similar à rigidez em flexão, variando de 13758 kN (ângulo de 55°) para 31269 kN (ângulo de 40°). Em contrapartida, ângulos maiores tendem a causar um alongamento axial elevado.

A avaliação da estrutura do mangote em estudo mostrou que seu elevado peso se deve muito mais à parede excessivamente espessa de borracha necessária para se atingir a resistência mínima especificada do que aos componentes de aço (espiral e conjunto *nipple-flange*). O modelo de cálculo utilizado para simular a pressão de ruptura do mangote mostrou

uma ótima acurácia, já que a descrição do comportamento da borracha, espiral e principalmente dos cordonéis apresentou resultados satisfatórios comparativamente aos valores experimentais. A metodologia com elementos REBAR garantiu a previsão acurada do comportamento dos cordonéis, inclusive da força de ruptura. Considerando-se a pressão de ruptura da 1ª carcaça dos Mangotes 1 e 2, o desvio das simulações em relação ao experimento foi de 6,4% e 3,3%, respectivamente.

A substituição dos materiais convencionais empregados no mangote em estudo, mostra-se factível pois já existem no mercado fibras com melhor performance capazes de propiciar melhoria no desempenho dos mangotes de *offloading*. O mangote projetado com o uso de cordonéis híbridos de poliaramida / poliamida na 1ª carcaça e de poliaramida na 2ª carcaça, permitiu obter a mesma resistência do original com menos camadas, com redução do peso de aproximadamente 35% e baixo risco da ocorrência de fadiga por compressão.

Apesar dos custos serem apenas uma estimativa dos custos finais do produto, ao relacionar as novas concepções de mangote, juntamente com os ganhos de performance pode-se confirmar que seria viável a fabricação de protótipos e também do próprio mangote em escala produtiva. Além desses ganhos, a fabricação poderia ser concluída em menos tempo, um fator importante para uma comercialização competitiva e que atenda às exigências atuais de mercado.

O cordonel de poliaramida híbrido tem um custo até 5 vezes maior que o do cordonel de poliéster, atualmente empregado no mangote. Como ao se usar o cordonel híbrido tem-se uma redução de 2/3 do número de camadas necessárias, pode-se extrapolar um aumento no custo relativo aos cordonéis de em torno 3 vezes ao atualmente praticado. Este aumento previsto na troca de cordonel pode ser compensado pela nova configuração das camadas de cordonéis em ambas as carcaças e, conseqüentemente, de mão de obra empregada nas diferentes etapas do processo produtivo do mangote. Uma menor espessura das carcaças, em função da nova configuração, leva ainda a um menor tempo de vulcanização, e, portanto a novos ganhos em redução de custos. Com uma avaliação quantitativa de todos os fatores relacionados à fabricação e ao serviço, é possível que a configuração sugerida apresente um custo similar à do mangote original.

## 7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Aprimorar os modelos gerados neste trabalho onde necessário, para obter resultados ainda mais precisos e confiáveis;
  
- Realizar estudos de configuração de linhas de mangotes (*System Design*) para determinar as condições de uso do mangote atual e projetado, conforme previsto no guia OCIMF 2009 e API 17k. Essa etapa complementa o projeto de mangotes com o desenvolvimento de um modelo hidrodinâmico;
  
- Visto que cordonéis de alto módulo apresentam baixa resistência à fadiga, avaliar o desempenho em fadiga por compressão de cordonéis à base de poliaramida;
  
- Confeccionar protótipos em escala real ou reduzida para validação do modelo local que prevê as propriedades mecânicas, tais como rigidez em flexão, torção e tração, do mangote projetado por ensaios não destrutivos;
  
- Validar o modelo local refinado da resistência do mangote por ensaio destrutivo de pressão de ruptura (*Burst test*) das carcaças do mangote projetado;
  
- Avaliar a possibilidade de substituição do aço por um material de alta performance, como por exemplo, um material compósito, e realizar ensaios críticos relacionados a esse componente, como o esmagamento;
  
- Relacionar os modelos local, local refinado e hidrodinâmico a fim de prever as possíveis falhas por fadiga de mangotes.
  
- Estudar atrito e escorregamento no modelo.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABAQUS INC. **Analysis User's Manual: Elements**. 2008. ed. USA: Abaqus, v. IV, 2008.
- ABAQUS INC. **Analysis User's Manual: Materials**. 2008. ed. USA: Abaqus, v. III, 2008.
- ABAQUS INC. **Analysis User's Manual: Volume V: Prescribed Conditions, Constraints & Interactions**. 2008. ed. USA: Abaqus, 2008.
- ABAQUS INC. **Theory Manual**. 2008. ed. USA: ABAQUS, 2008.
- AKHUNDOV, A. M.; LUNYOV, V. P. Calculation and experimental study of a unidirection rubber-cord composite in tension and compression. **Mechanics of Composite Materials**, v. 35, n. 3, p. 227-232, 1999.
- AMBROSE, J. **Flexible Hose Lines**. 568.316, 15 Abril 1975.
- ANTAL, S.; NAGY, T.; BOROS, A. Improvement of bonded flexible pipes acc. to new API Standard 17K. **Offshore Technology Conference**, p. 8, 2003.
- API 17B. **Recommended Practice for Flexible Pipe**. American Petroleum Institute. Washington, p. 166. 2002.
- API 17K. **Specification for Bonded Flexible Pipe**. American Petroleum Institute. Washington, p. 84. 2006.
- CABEZAS, E. E.; CELENTANO, D. J. **Experimental and numerical analysis of the tensile test using sheet specimens**. Santiago. 2002.
- COSTA, A. P. D. S. **ESTUDO DE UMA NOVA CONCEPÇÃO DE LINHA DE MANGOTES PARA TRANSFERÊNCIA DE ÓLEO NO MAR**. RIO DE JANEIRO. 2007.
- DICK, J. S. **Rubber Technology: Compounding and testing for performance**. Munchen: Hanser, 2001.
- DUNLOP OIL & MARINE LTD. **Offshore Hose Manual**. [S.l.]: [s.n.], 2006.
- DUNN, J. J.; HASEK, D. R. AL 2003™ (S32003) Lean Duplex Case Study: Flexible Flowlines for an Offshore Oil Field Development. **Wellstream International Limited**, UK, p. 14, Novembro 2007.
- DUNNET, G. **Liquid-conveying Hose**. 427.385, 21 Dezembro 1973.
- EL-LAWINDY, A. M. Y.; EL-GUIZIRI, S. B. Strain energy density of carbon-black-loaded rubber vulcanizates. **J. Phys. D: Appl. Phys**, UK, v. 33, p. 1894-1901, Março 2000.
- ERŞAHİN, M. A. **THESIS FINITE ELEMENT ANALYSIS OF CORNERING CHARACTERISTICS OF ROTATING TIRES**. Graduate School of Natural and Applied Sciences. Türkçe, p. 178. 2003.
- FLEXOMARINE MARINE HOSES. **CERTIFICADO DE PROTÓTIPO**, 2013. Disponível em: <[http://www.flexomarine.com.br/docs/certificado\\_7200/ABS.pdf](http://www.flexomarine.com.br/docs/certificado_7200/ABS.pdf)>. Acesso em: 24 abr. 2013.
- FLEXOMARINE MARINE HOSES. **CERTIFICADO DE PROTÓTIPO**, 2013. Disponível em: <[http://www.flexomarine.com.br/docs/certificado\\_5900/ABS.pdf](http://www.flexomarine.com.br/docs/certificado_5900/ABS.pdf)>. Acesso em: 22 abr. 2013.
- FRANSSON, M.; WIBERGER, B.; OLOFSSON, B. Fatigue of Aramid Cords in Conveyor Belts. **Textile Research Journal**, Gothenburg, v. 54, p. 247-251, Abril 1984.

- GENT, A. N. **Engineering with Rubber: How to Design Rubber Components**. 2<sup>a</sup>. ed. Kempten: Hanser, 2001.
- GHADIMI, R. **A Simple and Efficient Algorithm for The Static and Dynamic Analysis of Flexible Marine Risers**. Cranfield. 1988.
- GOODYEAR. **Offshore hose manual**. Goodyear Engineered products. Barueri, p. 106. 2005.
- GROVE, S. Optimum fiber orientation in filament wound structures. **JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE LETTERS**, UK, 23 March 1999. 1203.
- HAHN, C. Characteristics of p-Aramid Fibers in Friction and Sealing Materials. **Journal of Industrial Textiles**, Wuppertal, v. 30, n. 2, p. 146-165, Outubro 2000.
- HEARLE, J. W. S.; WONG, B. S. Flexural fatigue and surface abrasion of Kevlar-29 and other high-modulus fibres. **Journal of materials science**, Manchester, n. 12, p. 2447-2455, 1977.
- JAMSHIDI, M. et al. Study on cord/rubber interface at elevated temperatures by H-pull test method. **Applied Surface Science**, Tehran, v. 249, p. 208-215, Janeiro 2005.
- K. HABEEB RAHIMAN, G. U. A. S. C. K. R. Cure characteristics and mechanical properties of styrene-butadiene rubber/acrylonitrile butadiene rubber. **Materials Letters**, Kerala, India, v. 59, p. 633-639, Outubro 2004.
- KOVAC, F. J.; KERSEKER, T. M. The Development of the Polyester. **Textile Research Journal**, p. 69-79, 1964.
- LAMBILLOTTE, B. D. Fabric Reinforcements for Rubber. **Journal of Industrial Textiles**, Akron, v. 18, p. 162-179, Janeiro 1989.
- LAPOL. **Relatório de ensaio de compressão de cordonéis poliméricos**. UFRGS. Porto Alegre, p. 2. 2009.
- LAPOL. **Relatório de ensaio de tração e compressão em elastômero**. UFRGS. Porto Alegre, p. 1. 2009.
- LAWINDY, E. A.; GUIZIRI, S. E. Strain energy density of carbon-black-loaded rubber vulcanizates. **J. Phys. D: Appl. Phys.**, UK, n. 33, p. 1894-1901, Março 2000.
- MARLOW, R. S. A general first-invariant hyperelastic constitutive model. **Constitutive Models for Rubber III, Busfield & Muhr**, USA, p. 157-160, 2003.
- MORING, P. L. E.; RAINES, K. W. J. **Reinforced Elastomeric Articles**. 678.123, 19 Abril 1976.
- NASKARA, A. K.; MUKHERJEEA, A. K.; MUKHOPADHYAYB, R. Studies on tyre cords: degradation of polyester due to fatigue. **Polymer Degradation and Stability**, India, v. 83, p. 173-180, Junho 2004.
- NORTHCUTT, V. M. Bonded Flexible Pipe. **Manuli Oil & Marine (U.S.A.), Inc.**, p. 6, 2000.
- OCIMF 2009. **Guide to Manufacturing and Purchasing Hoses for Offshore Moorings**. Oil Companies International Marine Forum. London, p. 76. 2009.
- ONBILGER, D. G.; GOPEZ, F. Aramid yarn as a tensile member in products. **Rubber & Plastic News**, Detroit, 25 Fevereiro 2008. 14-16.
- ORCAFLEX. **Orcalflex Manual Version 9.6a**. United Kingdom. 2012.
- PAPERO, P. V.; KUBU, E.; ROLDAN, L. Fundamental Property Considerations in Tailoring a New Fiber. **Textile Research Journal**, Petersburg, v. 37, p. 823-833, Outubro 1967.

- PAPERO, P. V.; KUBU, E.; ROLDAN, L. Fundamental Property Considerations in Teiloring a New Fiber. **Textile Research Journal**, Petersburg, v. 37, p. 823-833, October 1967.
- RODRÍGUES, C. E. P. **Análises de risco em operações "offloading" - Um modelo de avaliação probabilística dinâmica para a tomada de decisão**. USP. São Paulo, p. 221. 2012.
- ROVERI, F. E.; SAGRILO, L. V. S.; CICILIA, F. B. A Case Study on the Evaluation of Floating Hose Forces in a C.A.L.M. System. **Internacional Offshore and Polar Engineering Conference**, Japan, p. 190-197, Maio 2002. ISSN ISBN 1-880653-58-3.
- SCHULTHESS, E. **Oil Hose**. 2.854.030, 13 Setembro 1956.
- SILVEIRA, E. S. S. D. **Análise Dinâmica de Linhas de Ancoragem com Adaptação no Tempo e Subciclagem - Tese de Doutorado**. Rio de Janeiro. 2001.
- TANAKA, M.; SAITO, H. **Transport Hose With Leak Detecting structure**. 48.113, 13 Junho 1979.
- TRELLEBORG. **Kleline Hoses**. Clermont Ferrand: [s.n.], 2008.
- WAKABAYASHI, M.; KURODA, M. **Composite hose Construction**. 426.431, 25 Outubro 1989.
- WARDLE, M. Aramid Fibers for high performance coated fabrics. **Journal of Industrial Textiles**, Boston, v. 7, p. 334-356, Abril 1978.
- WEBER, M. O.; SCHILO, D. Surface Activation of Polyester and Aramid to Improve Adhesion. **Journal of Industrial Textiles**, Obernburg, v. 26, p. 131-136, Outubro 1996.
- WILLIAMS, K. R.; HANNELL, J. W.; SWANSON, J. M. Characterization of Cord Fatigue in Tires. **Industrial and engineering chemistry**, Austin, v. 45, n. 4, p. 796-800, Abril 1953.
- YANJIN, G.; GUOQUN, Z.; GANG, C. Influence of Belt Cord Angle on Radial Tire under Different Rolling States. **Journal of Reinforced Plastics and Composites**, China, v. 25, p. 1059-1077, Maio 2006.
- ZANDIYEH, A. R. K. Fatigue-life prediction in offshore marine hoses. **Oilfield Engineering with Polymers 2006**, London, p. 1-12, March 2006.
- ZANDIYEH, A. R. K. **Mangueira resistente a esmagamento**. PI 0512531-6A, 25 mar. 2008.