

IMPLEMENTAÇÃO DE FERRAMENTAS PARA ANÁLISE LOCAL DE LINHAS  
FLEXÍVEIS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Moussa Mbaye

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS  
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE  
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS  
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM  
ENGENHARIA CIVIL.

Aprovada por:

---

Prof. Gilberto Bruno Ellwanger, D.Sc.

---

Prof. Edison Castro Prates de Lima, D.Sc.

---

Prof. Luis Volnei Sudati Sagrilo, D.Sc.

---

Prof. José Renato Sousa de Mendes, D.Sc..

---

Prof. Murilo Augusto Vaz, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2006

MBAYE, MOUSSA

Implementação de Ferramentas para  
Análise Local de Linhas Flexíveis pelo  
Método dos Elementos Finitos

[Rio de Janeiro] 2006

VIII, 96 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc.,  
Engenharia Civil, 2006)

Dissertação - Universidade Federal do  
Rio de Janeiro, COPPE

1. Linhas flexíveis
2. Método dos Elementos Finitos
3. Estruturas Offshore

I. COPPE/UFRJ II. Título ( série )

*Aos meus pais, Mamadou Abdoul e  
Houleye Sow, e a minha namorada  
Mame Khadidiatou Thiam.*

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus por tudo.

Aos professores Gilberto Bruno Ellwanger, Edison Castro Prates de Lima, meus orientadores, pela paciência, compreensão e estímulo dispensados e, sobretudo, pelo exemplo de dedicação transmitidos ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço aos Professores Gilberto, Edison, Queija e Sagrilo pela oportunidade de trabalho e experiência profissional adquirida no LACEO (Laboratório de Análise de Confiabilidade e Estruturas Offshore) da COPPE/UFRJ. Sem os conhecimentos adquiridos, esta dissertação não seria a mesma.

Agradeço a todos do LACEO e do LAMCE (Laboratório de Métodos Computacionais em Engenharia).

Agradeço ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pelo auxílio financeiro recebido ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Finalmente, agradeço a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para que chegasse onde estou; seria impossível citar todas.

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

## IMPLEMENTAÇÃO DE FERRAMENTAS PARA ANÁLISE LOCAL DE LINHAS FLEXÍVEIS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Moussa Mbaye

Agosto/2006

Orientadores: Gilberto Bruno Ellwanger  
Edison Castro Prates de Lima

Programa: Engenharia Civil

Este trabalho visa apresentar o desenvolvimento de um pré-processador para o sistema *ANSYS* para geração e edição de malhas de elementos finitos de linhas flexíveis utilizadas em plataformas marítimas. Como exemplo de sua utilização, uma linha flexível submetida a cargas de flexão foi modelada para análise de seu comportamento através do *ANSYS*. Por fim, este trabalho também apresenta o desenvolvimento de um modelo analítico para calcular a variação da curvatura ao longo de um segmento de linha flexível – *bend stiffener*.

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

IMPLEMENTATION OF TOOLS FOR LOCAL ANALYSIS OF FLEXIBLES LINES  
FOR THE MÉTHOD OF THE FINITE ELEMENTS

Moussa Mbaye

August/2006

Advisors: Gilberto Bruno Ellwanger  
Edison Castro Prates de Lima

Department: Civil Engineering

This work aims to present the development of a preprocessor to *ANSYS* system for finite elements meshes generation for flexible lines used in Offshore structures.

As an application example, a flexible line submitted to bending loads was modeled for further behavior analysis through *ANSYS* system.

Finally, this work also shows the development of an analytical model to calculate the variation of the curvature throughout a flexible line segment – bend stiffener.

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
I.1 Histórico.....	1
I.1.1 Tecnologias Atuais de Expostação de Petróleo em águas Profundas.....	3
I.2 Objetivo e motivação.....	7
I.3 Conversações adotadas ao longo da dissertação.....	8
<b>CAPÍTULO II – DESCRIÇÃO DE UMA LINHA FLEXÍVEL.....</b>	<b>11</b>
II.1 Introdução.....	11
II.2 Descrição das camadas.....	12
II.2.1 Carcaça intertravada.....	12
II.2.2 Armadura de pressão.....	12
II.2.3 Camada de reforço à pressão.....	14
II.2.4 Armadura de tração.....	15
II.2.5 Camada plástica interna.....	16
II.2.6 Camada plástica antidesgaste.....	17
II.2.7 Fita de reforço.....	18
II.2.8 Camada plástica externa.....	19
II.2.9 Camadas isolantes.....	20
<b>CAPÍTULO III – MODELO PARA ANÁLISE LOCAL DE LINHAS FLEXÍVEIS PELO MEF.....</b>	<b>21</b>
III.1 Introdução.....	21
III.2 Modelagem de carcaça intertravada e de armadura de pressão.....	21
III.3 Modelagem das camadas poliméricas.....	21
III.4 Modelagem das armaduras de tração.....	27
III.5 Geração das camadas.....	31
III.6 Contato entre as camadas.....	33
<b>CAPÍTULO IV – APRESENTAÇÃO DO PROGRAMA RISERTOOLS.....</b>	<b>38</b>
IV.1 Introdução.....	38
IV.2 Menu de visualização.....	39
IV.3 Menu de geração.....	40
IV.3.1 Riser.....	40
IV.3.2 Carga.....	41
IV.3.2.1 Contorno.....	41
IV.3.2.2 Operação.....	42
IV.3.3 Modelo.....	43
IV.3.4 Solução.....	44

IV.4 Janela gráfica.....	45
IV.5 Formulários.....	46
IV.5.1 Formulários Geométricos / Material.....	46
IV.5.2 Formulários biblioteca.....	47
IV.5.3 Formulário contato.....	48
<b>CAPÍTULO V – ENRIJECEDORES DE LINHAS FLEXÍVEIS.....</b>	<b>49</b>
V.1 Introdução.....	49
V.2 Bend stiffeners.....	50
V.2.1 Tipos de bend stiffeners.....	50
V.2.2 Componentes de um bend stiffener.....	53
V.2.2.1 Corpo do bend stiffener.....	53
V.2.2.2 Sleeve.....	54
V.2.2.3 Flange.....	55
V.2.2.4 Colar de reação.....	55
V.2.2.5 Estrutura interna.....	55
V.2.3 Materiais.....	55
V.2.3.1 Corpo do bend stiffener.....	55
V.2.3.2 Componentes restantes.....	56
V.2.3.3 Proteção a corrosão.....	56
V.3 Modelo par análise de um bend stiffener.....	56
V.3.1 Método de Runge-Kutta.....	62
V.3.2 Fluxograma do programa.....	63
V.3.3 Modelo.....	64
<b>CAPÍTULO VI – APLICAÇÃO DE ANÁLISE DE FLEXÃO DE UMA LINHA FLEXÍVEL PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....</b>	<b>67</b>
VI.1 Introdução.....	67
VI.2 Aplicação.....	67
VI.2.1 Malhas de elementos finitos utilizados.....	68
VI.2.2 Análise de flexão.....	72
VI.2.2.1 Metodologia.....	72
VI.2.2.2 Escolha da malha para análise.....	72
<b>CAPÍTULO VII – CONCLUSÕES.....</b>	<b>92</b>
VII.1 Sumário.....	92
VII.2 Conclusões.....	92
VII.3 Sugestões para trabalhos futuros.....	93
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>94</b>



# CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO

## I.1 Histórico

As primeiras atividades de exploração de petróleo *offshore* no Brasil iniciaram-se em 1968, na Bacia de Sergipe, mais precisamente no Campo de Guaricema, situado em uma lâmina d'água de cerca de 30m, na costa do Estado de Sergipe, região nordeste. Para o desenvolvimento na Bacia de Sergipe, aplicaram-se as técnicas convencionais da época para campos de pequeno a médio porte: plataformas fixas e rígidas de aço, cravadas no solo através de estacas, projetadas somente para produção e teste de poços, denominadas jaquetas.

Estas primeiras plataformas eram, com pequenas variações, do tipo padrão de quatro pernas e os efeitos dinâmicos e não-lineares não eram significativos. A perfuração dos poços era executada por plataformas auto-elevatórias posicionadas junto à plataforma fixa.

Em 1974 houve a primeira descoberta de petróleo na Bacia de Campos, atualmente a principal província petrolífera do Brasil, localizado na parte marítima do Estado do Rio de Janeiro. Entretanto, a atividade de produção somente começou em agosto de 1977, na segunda descoberta, com o Campo de Enchova, em lâmina d'água de 120 m. Até 1977, as atividades de produção *offshore* no Brasil limitaram-se às áreas do nordeste brasileiro em lâminas d'água de até 50 m.

Com a finalidade de acompanhar a expansão das atividades de prospecção em

reservas de petróleo em profundidades maiores (variando entre 100 a 400 metros), eram utilizadas jaquetas de maior porte com períodos naturais de vibração que tendiam a aproximar-se dos períodos de excitação das cargas ambientais, notadamente do 2º período harmônico do período das ondas de projeto. Assim, os efeitos de inércia passaram a ter um papel mais importante, de modo a exigir sua consideração no dimensionamento de uma forma mais rigorosa.

Neste cenário, foram utilizadas plataformas auto-elevatórias para exploração inicial de novas reservas. Estas plataformas eram compostas por um casco suportado por três ou quatro colunas independentes, treliçadas. Um sistema de pinhões e cremalheira permite elevar ou abaixar as pernas em relação ao casco, de modo a viabilizar o transporte e utilização da plataforma em diversas lâminas d'água. Este sistema era bem mais flexível que uma jaqueta de mesmo porte, ressaltando assim os efeitos de inércia, que eram essenciais neste tipo de análise.

Desde 1984, a Bacia de Campos começou a mostrar seu completo potencial, com a descoberta de campos gigantescos, cujas profundidades variam entre 1000 e 2000 metros (águas profundas) e acima de 2000 metros (águas ultra profundas). Em função dessas descobertas e da necessidade de suprir a demanda do país, vem-se estabelecendo sucessivos recordes de profundidade de poços em produção conforme mostra a Figura I.1, a seguir

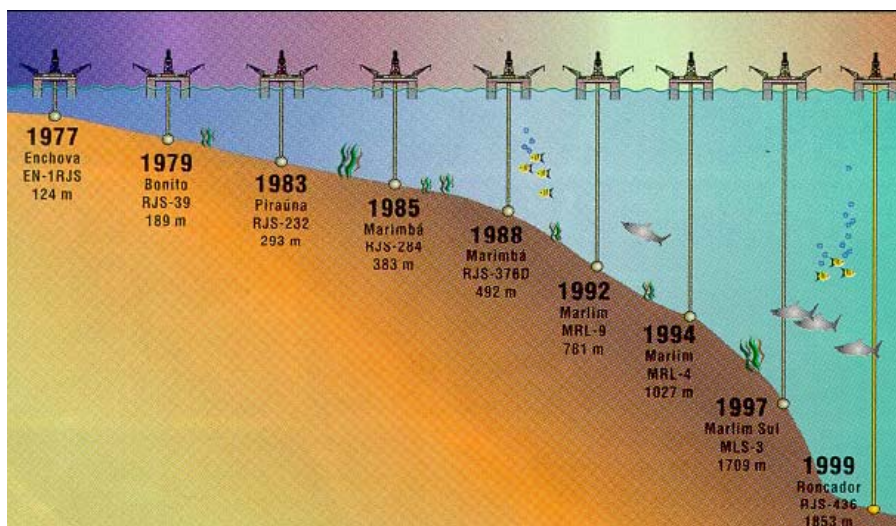


Figura I.1. Evolução da exploração de petróleo na Bacia de Campos - RJ.

### I.1.1 Tecnologias Atuais de Exploração de Petróleo em Água profundas

Conforme exposto anteriormente, observou-se que, no Brasil, a profundidade na qual se passou a explorar o petróleo no mar cresceu de forma abrupta, o que forçou o avanço da técnica em relação ao conhecimento. Entretanto, este fato proporcionou um elevado desenvolvimento tecnológico no Brasil no que se refere à exploração de petróleo em águas ultra profundas, a ponto de Brasil ser atualmente, um dos líderes mundiais neste setor. Como consequência, a elevação da profundidade na exploração de petróleo no mar, trouxe complicações no que se refere ao dimensionamento de estruturas utilizadas em Engenharia *offshore*.

Na exploração das grandes reservas de petróleo em águas profundas, as concepções estruturais até então empregadas para águas rasas (jaquetas, plataformas auto-elevatórias), perdem viabilidades técnica e econômica. Torna-se então necessário o desenvolvimento de novas concepções estruturais como, por exemplo, *as estruturas complacentes*, que passaram a se constituir em alternativas viáveis para sistemas estruturais que possam servir de suporte a plataformas de exploração e produção em

profundidades acima de 300 m. Estas estruturas caracterizam-se por apresentarem grandes deslocamentos sob a ação das cargas ambientais. São estruturas muito flexíveis e que têm, portanto, um período natural de vibração muito maior que os períodos das ondas de projeto.

Nesta classificação geral de estruturas complacentes para o suporte de plataformas marítimas de exploração de petróleo, incluem-se diferentes concepções de *sistemas flutuantes ancorados*. Dentre elas, destacam-se as plataformas semi-submersíveis (Figura I.2), compostas por um casco ancorado por um conjunto de linhas de amarração em catenária. Ao longo dos últimos anos, outra alternativa que a indústria do petróleo tem empregado frequentemente em atividades de produção é a constituída por sistemas flutuantes baseados em navios ancorados, dentre elas as Unidades Estacionárias de Produção, Armazenamento e Alívio de óleo, mais conhecidas como FPSO (*Floating Production, Storage and Offloading*) mostrado na Figura I.3.



Figura I.2. Vista geral de uma plataforma semi- submersível.



Figura I.3. Vista geral de um FPSO.

Dentre os elementos constituintes de uma instalação para produção de petróleo no mar, não somente as estruturas de suporte às plataformas (fixas ou flutuantes) devem ser consideradas, mas também outros componentes tais como os dutos de produção, doravante denominados *risers* (Figura I.4). Os *risers* efetuam o escoamento de óleo e gás do poço até a plataforma. Especialmente no caso de águas mais profundas, estes componentes passam a merecer atenção especial.



Figura I.4. *Riser* flexível.

Os *risers* podem assumir algumas configurações, como por exemplo, as

mostradas na Figura I 5. Pode-se observar a configuração *free hanging*, na qual o *riser* se apresenta em catenária livre, desde a conexão com a plataforma até o poço de produção.

Observa-se também os *risers* em configurações “S” que apresentam uma seção intermediária que passa por um arco com flutuadores, cujo empuxo alivia o peso suportado pelo sistema flutuante e contribui com o momento restaurador quando sob solicitações laterais. Existe uma variação quanto à sustentação do arco flutuador: na configuração *Steep-S*, o próprio *riser* traciona o arco flutuador. Já na *Lazy-S*, existe um elemento tencionador sustentando o arco flutuador.

Pode-se observar ainda que as configurações *Lazy-Wave* e *Steep-Wave* apresentam comportamento semelhante às configurações *Lazy-S* e *Steep-S*, porém o arco é substituído por uma seção intermediária com flutuadores distribuídos, o que torna a sua instalação menos complexa.

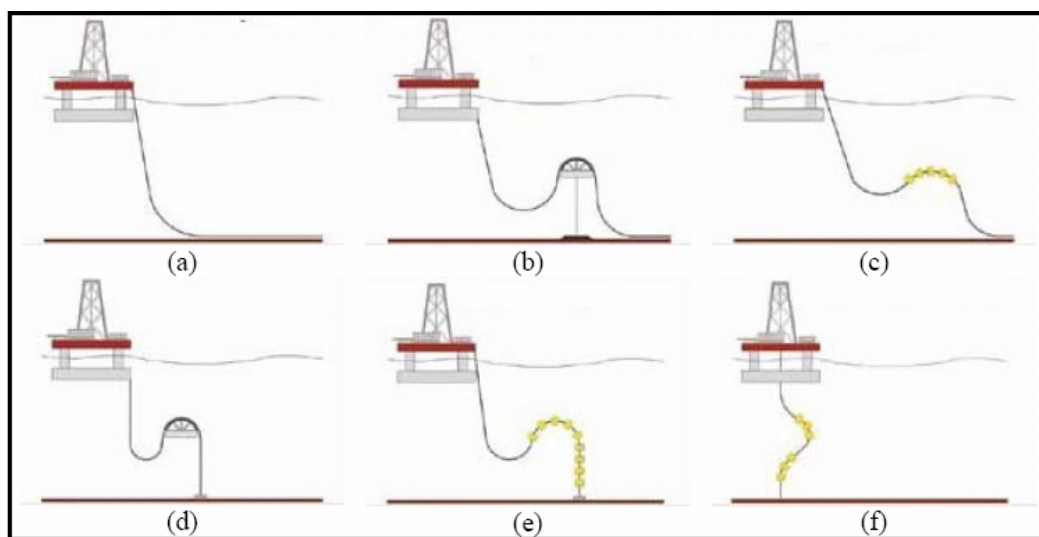


Figura I.5. Possíveis configurações assumidas por *risers* (a) catenária livre; (b) *lazy S*; (c) *lazy wave*; (d) *steep S*; (e) *steep wave*; e (f) lanterna chinesa (SOUSA, 2005).

O avanço da indústria de petróleo *offshore* para águas cada vez mais profundas faz com que o ponto de conexão de dutos flexíveis aos sistemas flutuantes de produção torne-se uma área crítica no que diz respeito às deformações extremas e também, suscetíveis à fadiga; vide acidentes em 1998 e 1999 de dois enrijecedores que falharam quando em operação na monobóia IMODCO-III, no campo de Marlim, devido à fadiga (PASQUALINO e NETTO,1999). Um dos meios propostos para prevenção da falha do tubo flexível neste ponto foi inserir um colar cônico de poliuretano em volta do tubo, conhecido como *bend stiffener*.

## **I.2 Objetivo e motivação**

Com o avanço da indústria de petróleo *offshore* para águas cada vez mais profundas e carregamentos ambientais mais hostis, linhas flexíveis e seus acessórios são submetidos a solicitações cada vez mais intensas. Deste modo, o desenvolvimento de ferramentas numéricas acuradas para o projeto destas estruturas se torna fundamental. Em particular, a análise de linhas flexíveis, dado o elevado número de incertesa em um projeto, vem recebendo cada vez mais atenção tanto por parte dos fabricantes e usuários quanto pela comunidade acadêmica.

O objetivo deste trabalho é apresentar as contribuições no desenvolvimento de um pré-processador para o sistema *ANSYS* para geração e edição de malhas de elementos finitos voltadas para determinação das propriedades mecânicas de linhas flexíveis, além das tensões e deformações em cada camada. É apresentado também o comportamento de uma linha flexível submetida a cargas de flexão. Foi programado em

Fortran um modelo analítico para calcular a variação da curvatura ao longo de um segmento de linha flexível – *bend stiffener*, baseado em BOEF e OUT (1990).

Essa dissertação encontra-se dividida, portanto, da seguinte maneira:

- O capítulo II descreve detalhadamente a estrutura interna de uma linha flexível de camadas não-aderentes típica, e suas diferentes funções.
- O capítulo III apresenta o modelo de análise local de linhas flexíveis baseado no método dos elementos finitos.
- O capítulo IV mostra uma apresentação geral do programa RiserTools desenvolvido ao longo deste trabalho.
- O capítulo V apresenta o modelo analítico para análise de um *bend stiffener*, baseado no modelo de BOEF e OUT (1990).
- O capítulo VI avalia o comportamento de uma linha flexível de 2,5” submetida a cargas de flexão.
- O capítulo VII, por fim, apresenta as principais conclusões deste trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros.

### **I.3 Convenções adotadas ao longo da dissertação**

Antes de avançar nesta dissertação, é importante destacar algumas das convenções adotadas ao longo deste texto. A Figura I.6 apresenta um arame assentado helicoidalmente sobre um cilindro.



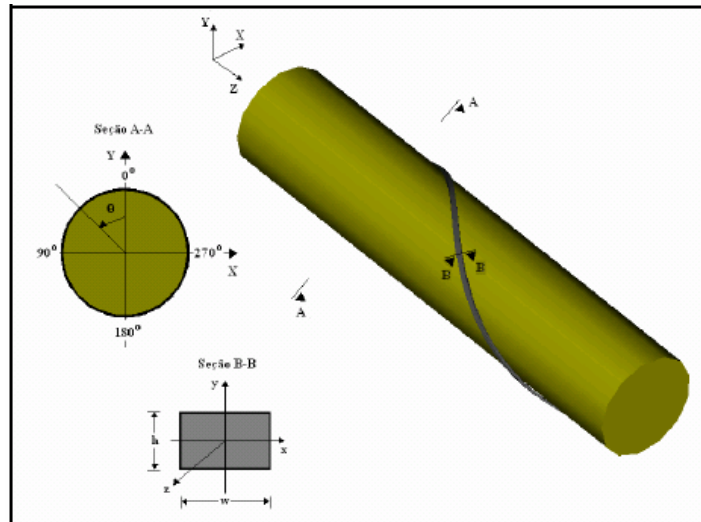


Figura I.6. Convenções de eixos adotadas ao longo da dissertação.

A Figura I.6 indica que o referencial global é designado por  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ , onde  $Z$  é a direção do eixo axial do cilindro de suporte. O referencial local, definido para os arames que compõem as armaduras metálicas, é denominada  $x$ ,  $y$  e  $z$ , onde:  $z$  é a direção do eixo de assentamento do arame;  $x$  é a direção com menor momento de inércia no perfil (eixo normal) e  $y$  é a direção de maior momento de inércia do perfil (eixo binormal).

Outro ponto a ser destacado é a convenção adotada para os deslocamentos e esforços. Para essas grandezas, o índice subscrito indica a direção de atuação seguindo a convenção apresentada na Figura I.6. Desta forma, por exemplo, o deslocamento na direção  $X$  global é representado por  $\delta_X$ , ao passo que o momento na direção  $y$  local é dado por  $M_y$ .

Um pouco mais complexa é a designação para as tensões. A direção do vetor tensão é indicada pelo índice subscrito. Por outro lado, como nos arames pode se ter

tanto tensões normais quanto tensões normais de flexão, designa-se a tensão normal com o índice sobrescrito  $n$  e as tensões normais de flexão com o índice sobrescrito  $f$ . Como se tem interesse nas tensões máximas de flexão no perfil indicado na Figura I.6 (seção B-B), após o índice  $f$ , indica-se em que direção está sendo aplicado o momento fletor que causa a tensão. Deste modo, por exemplo, a máxima tensão de flexão causada pelo momento fletor  $M_y$  é designada por  $\sigma^{f,y}_z$ , que corresponde à tensão causada por esse momento fletor em  $x = \pm w/2$ .

No que diz respeito à resposta da linha flexível aos carregamentos que lhe serão aplicados, tanto o alongamento das camadas quanto as rotações axiais vistas da extremidade final ( $Z=L$  e  $L \neq 0$ ) do modelo no sentido anti-horário produzem deformações e rotações positivas, respectivamente. Assim sendo, rotações positivas são aquelas que tracionam arames assentados com torção direita (*right hand*) e, conseqüentemente, comprimem aqueles enrolados com torção esquerda (*left hand*). Da mesma maneira, tensões devidas à tração são positivas e as associadas à compressão são negativas. Segundo WITZ (1996), esta é a convenção normalmente utilizada nos modelos da análise disponíveis na literatura.

## CAPÍTULO II - DESCRIÇÃO DE UMA LINHA FLEXÍVEL

### II.1 Introdução

Este capítulo foi introduzido para dar uma visão global da tese. Ele é basicamente o resultado das teses do CRUZ (1996), SOUSA (1999) e SOUSA (2005).

A linha flexível de camadas não-aderentes (Figura II.1) é uma estrutura tubular que apresenta como principal característica baixa rigidez à flexão. Ela é basicamente composta de camadas de aço enroladas helicoidalmente e de camadas poliméricas homogêneas deslizando umas em relação às outras.



Figura III.1.Linha flexível.

A estrutura interna de uma linha flexível varia de fabricante para fabricante, de acordo com suas concepções particulares, sua finalidade de utilização, o nível

tecnológico e com os requisitos específicos do comprador.

Desta maneira, é muito difícil generalizar sua construção. No entanto, podemos dizer que uma linha flexível típica é composta pelas camadas superpostas descritas a seguir, da mais interna para a mais externa.

## II.2 Descrição das camadas

### II.2.1 Carcaça intertravada

É a camada de aço mais interna da linha flexível (Figura II.2), possuindo alta flexibilidade devido a sua forma construtiva, na qual as fitas são intertravadas com pequeno passo (grande ângulo de enrolamento) e com folga no intertravamento.

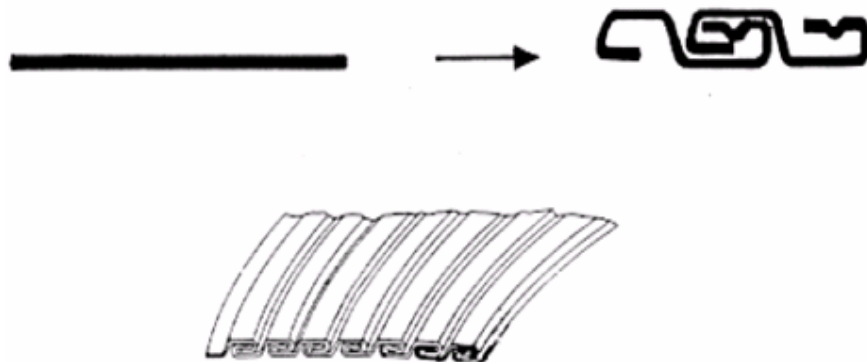


Figura II.2. Geometria básica da carcaça intertravada (CRUZ, 1996).

A geometria da carcaça intertravada confere grande resistência à pressão externa, porém baixíssima rigidez axial. Esta camada tem também as seguintes funções:

- Prevenir o colapso da estrutura devido às cargas radiais distribuídas, como a pressão externa e *squeeze*, e devido a cargas radiais concentradas como o *crushing*.

- Prevenir o colapso da linha flexível por uma queda abrupta da pressão interna na estrutura.
- Fornecer resistência à abrasão causada por partículas existentes no fluido transportado ou pela passagem de ferramentas por dentro da linha flexível, como por exemplo, equipamento de limpeza ou de inspeção.

O aço utilizado em sua construção deve possuir, obviamente, boa resistência à corrosão por hidrocarbonetos e água. A Tabela II.1 apresenta as principais características de alguns dos tipos de aços relacionados na API RP 17B (1998) ou BASTIAN (2000).

Tabela II.1. Propriedades dos aços para a carcaça intertravada BASTIAN (2000).

<i>Tipo de Aço</i>	<i>Tensão de Escoamento</i>	<i>Ruptura</i>	
		<i>Tensão</i>	<i>Deformação</i>
ASI 304	310MPa	620MPa	30,0%
ASI 304L	310MPa	620MPa	30,0%
ASI 316	310MPa	620MPa	40,0%
ASI 316L	310MPa	620MPa	30,0%
ASI 409	205MPa	380MPa	20,0%
ASI 430	205MPa	450MPa	22,0%
UNS S31803	450MPa	620MPa	25,0%

## II.2.2 Armadura de pressão

A armadura de pressão é uma camada opcional de reforço à pressão, constituída de um ou dois arames de aços enrolados em um espiral de pequeno passo. Sua principal função é auxiliar na resistência à pressão interna, pressão externa e a cargas mecânicas radiais. Esta camada, dependendo do fabricante, pode ter diversas geometrias, conforme os exemplos apresentados na figura II.3.

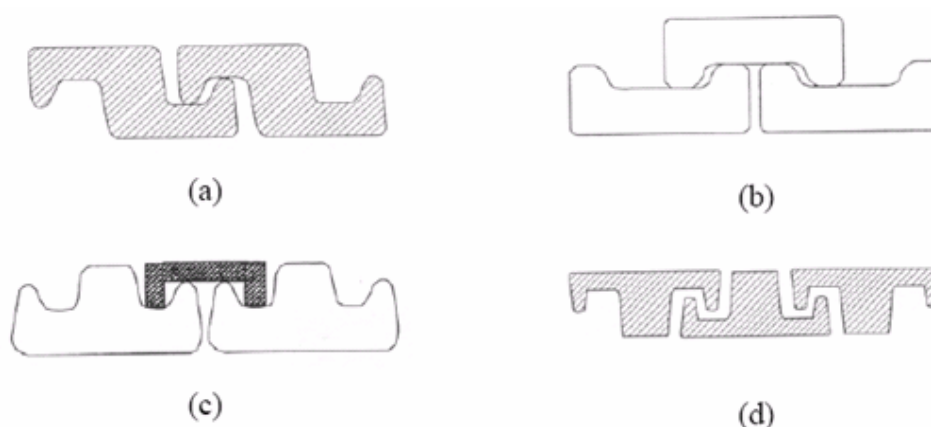


Figura II.3. Perfis para a armadura de pressão: (a) perfil Z, (b) perfil C, (c) perfil T (grampo ligando os perfis) e (d) perfil T (API RP 17B, 1998).

Na fabricação desta camada, é utilizado aço de baixo ou médio teor de carbono dependendo das condições de serviço às quais a camada será exposta. Deve-se destacar que, em geral, quanto maior o teor de carbono no aço, maior a resistência mecânica, porém menor a resistência à corrosão e menor a ductilidade do aço. A Tabela II.2 apresenta as propriedades dos aços de baixo carbono.

Tabela II.2. Propriedades dos aços carbono para armadura de pressão (BERGE *et al.*, 1992).

<i>Especificação</i>	<i>Grau</i>	<i>Acabamento</i>	<i>Tensão de Ruptura (MPa)</i>	<i>Deformação na ruptura</i>
AFNOR	FM 15	trefilado a frio	784	-
AFNOR	FM 35	trefilado a frio	850	6,0%

### II.2.3 Camada de reforço à pressão

É uma camada opcional formada por um ou mais arames enrolados em espiral de pequeno passo, geralmente utilizada em águas profundas para oferecer uma resistência

adicional à linha flexível aos carregamentos de pressão interna e externa. Empregam-se usualmente perfis retangulares e materiais semelhantes aos da armadura de pressão.

#### **II.2.4 Armaduras de tração**

As armaduras de tração são compostas por um número par de camadas de arames, normalmente duas. Estes arames, que são mais usualmente de seção retangular, são enrolados helicoidalmente, em sentidos opostos. Estas armaduras têm como função resistir às cargas axiais e à pressão interna, e também dão à linha flexível rigidez à torção.

O ângulo de assentamento destas camadas determina o balanço entre rigidez axial e radial da estrutura. Para linhas flexíveis com níveis de solicitação relativamente pouco severas, este ângulo de assentamento está em torno de 55 graus, que seria o ângulo da resultante das forças axiais e radiais a que a estrutura da linha está submetida quando pressurizada. Este ângulo é conhecido como ângulo neutro ou de equilíbrio; nos casos de linhas de alta pressão pode variar entre 15 e 35 graus. O ângulo de assentamento pode ainda sofrer variações devidas à natureza estática ou dinâmica do serviço, à presença de camadas de reforço à pressão, etc. Por ter um ângulo de assentamento relativamente alto entre 15 e 55 graus, este tipo de construção não compromete a alta flexibilidade que caracteriza a estrutura, pois os arames podem se deslocar quando a linha é flexionada.

Assim como na carcaça intertravada e na armadura de pressão, o espaçamento

entre os arames de uma mesma camada deve ser controlado de forma a evitar o contato lateral entre eles e limitar a extrusão das camadas plásticas vizinhas.

Os arames das armaduras de tração são fabricados a partir de aço carbono. O teor de carbono, assim como nas armaduras de pressão, depende das condições de serviço às quais esses arames serão expostos. Dadas as elevadas tensões que surgem nos arames devidas aos carregamentos aplicados na linha flexível, utiliza-se, normalmente, aço com alto teor de carbono como os apresentados na Tabela II.3.

Tabela II.3. Propriedades dos aços carbono para armadura de tração (BERGE *et al.*, 1992)

<i>Especificação</i>	<i>Grau</i>	<i>Acabamento</i>	<i>Tensão de Ruptura (MPa)</i>	<i>Deformação na ruptura</i>
AFNOR	FM 60	trefilado a frio	1373	-
AFNOR	FM 72	trefilado a frio	1500	1,0%

### II.2.5 Camada plástica interna

A camada plástica interna é, usualmente, extrudada sobre a carcaça intertravada, que serve para manter a estanqueidade da linha flexível e deve resistir à abrasão, corrosão e ataque químico dos líquidos conduzidos.

A espessura desta camada deve ser tal que seja capaz de transmitir os esforços entre as camadas metálicas adjacentes, servindo como uma ponte para distribuição dos esforços e auxiliar assim a linha flexível a trabalhar como uma estrutura integrada.

Esta camada é normalmente produzida com uma poliamida 11 ou “nylon” 11



que, deve ser extrudável, flexível e estabilizada no que se refere ao calor. Para utilizações em tubos cujas solicitações são menos severas, pode ser feita ainda de polietileno de alta densidade (HDPE). A Tabela II.4 apresenta algumas propriedades destes plásticos.

Tabela II.4. Propriedades de polímeros para linhas flexível de camada não-aderentes (SOUSA, 1999)

<i>Plástico</i>	<i>Tipo</i>	<i>Massa específica (g/cm<sup>3</sup>)</i>	<i>Propriedades a 20°C</i>			<i>Amortecimento</i>
			<i>Tensão de ruptura (MPa)</i>	<i>Def. na ruptura</i>	<i>Módulo de Young (MPa)</i>	
Rilsan BENO P40 TL	P11	1,06	28	0,60	380	alto
Finatileno 3802N	HDPE	0,95	16	0,14	585	alto

## II.2.6 Camada plástica antidesgaste

Uma das principais características de uma linha flexível de camada não-aderentes é a sua baixa rigidez à flexão, que lhe possibilita acompanhar os grandes deslocamentos impostos pelas unidades flutuantes de produção. Essa baixa rigidez à flexão é conferida, entre outras razões, pela possibilidade de ocorrer deslizamentos relativos entre as camadas metálicas. Estes deslizamentos, no entanto, conduzem a um problema: o desgaste por fricção dessas camadas. Com intuito de minimizar esse desgaste, camadas poliméricas, denominadas camadas antidesgaste ou camada plástica intermediárias (Figura II.I), são extrudadas, em geral, entre a armadura de pressão e a interna de tração e entre as armaduras de tração.

Outra função destas camadas é servir como barreira à permeação do fluido

externo pelo *anular* da linha flexível, em caso de falha da camada plástica externa, e, também, evitar o vazamento do fluido interno, em caso de falha do plástico interno. Em outras palavras, estas camadas também têm por objetivo conferir estanqueidade à linha flexível.

A determinação da espessura da camada segue os mesmos princípios estabelecidos para a camada plástica interna, além de considerar o efeito da fricção das camadas metálicas.

Os polímeros utilizados nestas camadas devem atender aos seguintes requisitos (BERGE *et al.*, 1992):

- Características mecânicas (tensão e deformação de ruptura e módulo de Young) adequadas.
- Boa resistência à fadiga.
- Boa resistência ao desgaste e à abrasão.
- Baixa permeabilidade, absorção e resistência química em relação aos fluidos interno e externo.
- Boa resistência à deformação lenta e à relaxação.
- Boa resistência à formação de vesículas (*blistering* ou empolamento).

A API RP17 B (1998) sugere a utilização de HDPE, XLPE, PA 11, PA 12 ou PVDF.

## **II.2.7 Fita de reforço**

Com a exploração de petróleo atingindo lâminas d'água cada vez mais

profundas, a compressão axial sobre as linhas flexíveis pode se tornar significativa. Este tipo de carga pode gerar a expansão radial excessiva dos arames das armaduras de tração, levando-os à instabilidade e provocando o fenômeno conhecido como *birdcaging* ou “gaiola de passarinho” mostrado na Figura II.4.

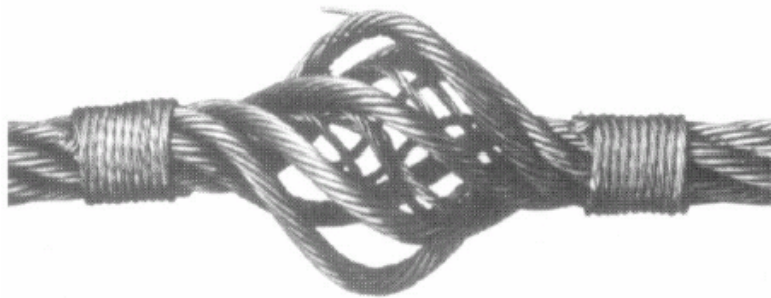


Figura II.4. “Gaiola de passarinho” em um cabo de aço.

Para prevenir o *birdcaging*, os fabricantes passaram a assentar uma camada polimérica constituída por fibras de aramida (*kevlar29®* ou *kevlar49®*) sobre a armadura de tração externa (NOVITSKY & SERTÃ, 2002). Desta forma, aumenta-se a resistência e a rigidez da linha flexível à compressão.

## II.2.8 Camada plástica externa

A camada plástica externa é extrudada sobre as armaduras de tração servindo para mantê-las na posição correta, além de proteger a linha flexível contra abrasão, danos e corrosão.

Esta camada é usualmente feita de poliamida 11, poliamida 12 ou polietileno de alta densidade (HDPE). Algumas propriedades destes polímeros podem ser observadas na tabela II.4.

## **II.2.9 Camadas isolantes**

A garantia de escoamento é um aspecto fundamental no projeto de uma linha flexível para águas profundas e ultraprofundas e, para que haja esta garantia, uma das ferramentas utilizadas o isolamento térmico.

Segundo, JIAN (2000), o comprador da linha deve especificar qualquer restrição ao desempenho da estrutura quanto à perda ou retenção de calor. Os coeficientes de transferência de calor (JIAN, 2000) devem ser baseados no diâmetro interno nominal da linha e também devem considerar qualquer efeito externo como, por exemplo, o cobrimento de solo pela linha enterrada.

A API SP 17J (1996) ainda indica que as seguintes temperaturas devem ser especificadas: temperatura de operação ou perfil de temperatura ao longo da vida útil de serviço, temperatura mínima de projeto e temperatura máxima de projeto. O projeto do sistema de isolamento térmico deve ser baseado na hipótese de que a barreira protetora externa tenha sido danificada expondo, então, o material isolante ao ar e/ou água do mar. Uma metodologia para o dimensionamento das camadas isolantes térmicas de uma linha flexível pode ser observada em JIAN (2000).

## CAPÍTULO III - MODELO PARA ANÁLISE LOCAL DE LINHAS FLEXÍVEIS PELO MEF

### III.1 Introdução

Ao longo deste capítulo, será apresentada a modelagem de uma linha flexível baseado no MEF. O modelo utiliza elementos finitos para a simulação das camadas da linha flexível e a interação entre elas. Cada camada é modelada com o tipo de elemento que melhor a representa. Sendo assim, os seguintes elementos são empregados:

- *Elementos de casca*: utilizados para modelar a carcaça intertravada, a armadura de pressão, as camadas poliméricas e a tampa de fechamento.
- *Elementos de pórtico espacial*: são empregados na modelagem dos arames das armaduras de tração.
- *Elementos de contato*: são utilizados para viabilizar a interação entre as camadas que compõem a linha flexível.

As Figuras III.1 (a) e (b) apresentam uma vista isométrica e frontal desse modelo, que é gerado automaticamente pelo programa RISERTOOLS, que, por sua vez, gera malhas para análise no programa *ANSYS*.

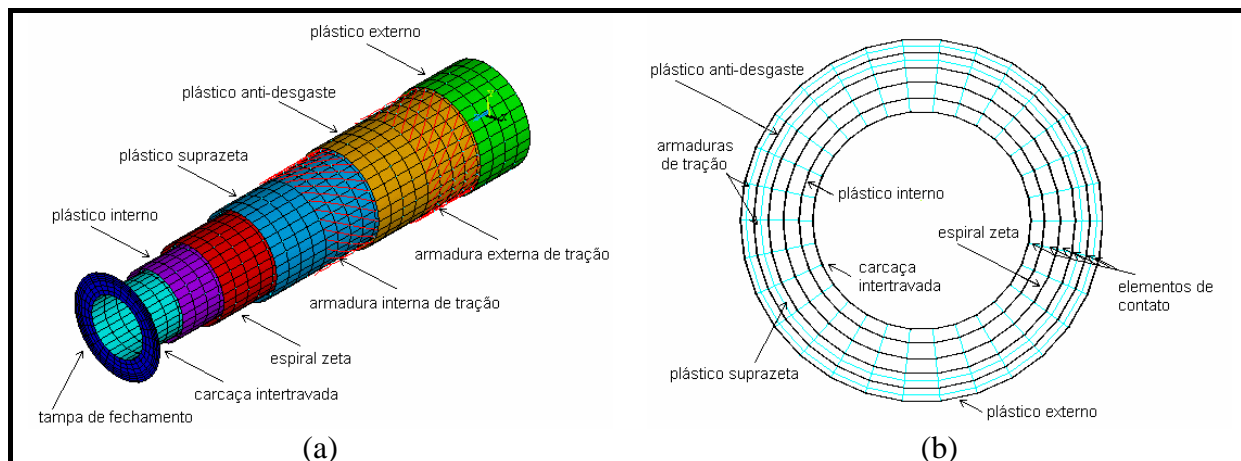


Figura III.1. Modelo baseado no MEF: (a) Vista Isométrica e (b) Vista Frontal.

### III.2 Modelagem da carcaça intertravada e da armadura de pressão

Tanto a carcaça intertravada quanto a armadura de pressão possuem seções transversais bastante complexas e são constituídas por um ou mais arames enrolados em torno do eixo central da linha flexível seguindo uma hélice de pequeno passo.

A modelagem direta dessas camadas utilizando o método dos elementos finitos, como é demonstrada em SOUSA (2002) é extremamente onerosa sob ponto de vista computacional. Sendo assim, uma formulação capaz de reduzir o número de graus de liberdade e, ao mesmo tempo, representar adequadamente o comportamento dessas camadas é fundamental. Assim, faz-se necessária uma equivalência entre as propriedades físicas e geométricas do perfil real com aquelas do modelo baseado no método dos elementos finitos. Esta equivalência é feita considerando que tanto o modelo baseado no método dos elementos finitos quanto o modelo real possuem as mesmas rigidezes.

Utilizando a analogia entre grelhas e cascas ortotrópicas proposta em

TIMOSHENKO & WOINOWSKY-KRIEGER (1959) pode-se estabelecer uma equivalência entre as rigidezes e as tensões da estrutura reticulada mostrada na Figura III.2 (a) com as da estrutura contínua apresentada na Figura III.2 (b).

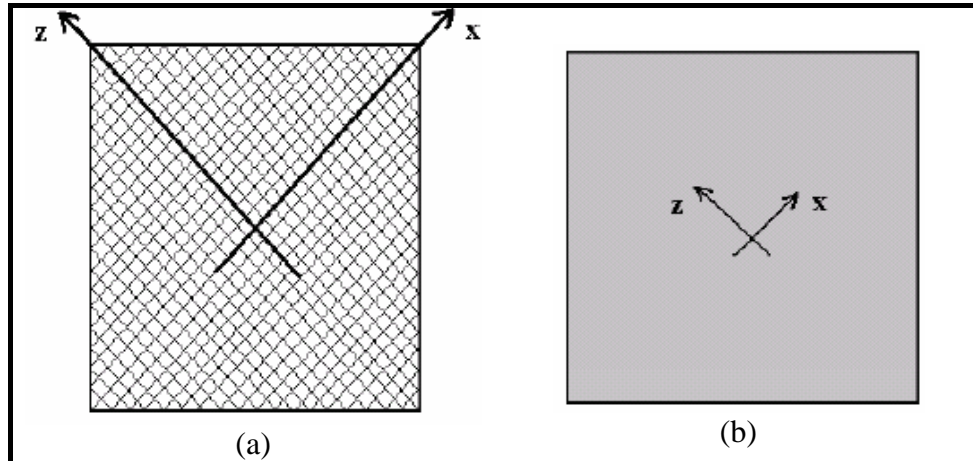


Figura III.2. Analogia entre grelhas e cascas ortotrópicas: (a) grelha e (b) casca Ortotrópica (SOUSA, 2005).

A grelha representaria em condições especiais, a carcaça intertravada ou a armadura de pressão “real”, enquanto a casca seria a representação através de elementos finitos dessas camadas; a partir dessa analogia, pode-se deduzir as seguintes relações:

- Rigidez de membrana:  $(EA)_{casca} = h_{casca} \cdot E_{casca_z}$  (III.1)

- Rigidez à flexão:  $(EI)_{casca} = \left(\frac{h_{casca}^3}{12}\right) \cdot E_{casca_z}$  (III.2)

Onde  $h_{casca}$  é a espessura da casca ortotrópica equivalência à grelha, que, por sua vez, representa a carcaça intertravada ou a armadura de pressão.

As rigidezes de uma grelha podem ser escritas como TIMOSHENKO & WOINOWSKY-KRIEGER (1959).

- Rigidez axial: 
$$(EA)_{grelha} = \left( \frac{A \cdot n_{ar}}{L_p} \right) \cdot E \quad (III.3)$$

- Rigidez à flexão: 
$$(EI)_{grelha} = \left( \frac{I_{eq} \cdot n_{ar}}{L_p} \right) \cdot E \quad (III.4)$$

Onde  $L_p$  é o passo do arame, e  $I_{eq}$  é o menor momento de inércia do arame que constitui a carcaça intertravada ou a armadura de pressão, sendo expresso por (BERGE *et al.*, 1992):

$$I_{eq} = K \cdot I_x \quad (III.5)$$

onde  $K$  é o fator de compacidade. Nos modelos anteriores (CRUZ, 1996),  $K$  era assumido igual a 1, o que não permitia a representação adequada da rigidez à flexão tanto da carcaça intertravada quanto a armadura de pressão. Recentemente, SOUSA (2005) propôs uma expressão para o fator de compacidade:

$$K = 12 \cdot n_{ar} \cdot \frac{I_x}{L_p} \cdot \frac{1 - \nu^2}{h^3} \quad (III.6)$$

Igualando as Eqs. (III.1) e (III.2) às Eqs. (III.3) e (III.4) e considerando a Eq. (III.5), determinam-se as propriedades físicas e geométricas da casca ortotrópica equivalente à grelha. Essas propriedades são dadas por:

- Espessura: 
$$h_{casca} = \sqrt{12 \cdot \frac{K \cdot I_x}{A}} \quad (III.7)$$



- Módulo de Young: 
$$E_{casca} = \left( \frac{A \cdot n_{ar}}{L_p \cdot h_{casca}} \right) \cdot E \quad (\text{III.8})$$

As tensões na casca ortotrópica são dadas por:

- Tensão de membrana (normal): 
$$\sigma_{casca_z}^n = \frac{N_z}{h_{casca}} \quad (\text{III.9})$$

- Máxima tensão normal de flexão: 
$$\sigma_{casca_z}^{f,x} = \frac{6 \cdot M_x}{h_{casca}^2} \quad (\text{III.10})$$

As tensões na grelha são dadas por TIMOSHENKO & WOINOWSKY-KRIEGER (1959).

- Tensão de membrana (normal): 
$$\sigma_{grelha_z}^n = \frac{L_p \cdot N_z}{n_{ar} \cdot A} \quad (\text{III.11})$$

- Máxima tensão normal de flexão: 
$$\sigma_{grelha_z}^{f,x} = \frac{L_p \cdot h \cdot M_x}{2 \cdot n_{ar} \cdot I_{eq}} \quad (\text{III.12})$$

Dividindo as Eqs. (III.11) e (III.9) e as Eqs. (III.12) e (III.10), obtém-se relações entre as tensões na grelha (estrutura real) e na casca ortotrópica (modelo de elementos finitos). Essas relações são denominadas *fatores de correção de tensões* e são expressas por:

- Fator de membrana (normal): 
$$f_{c_m} = \frac{L_p \cdot h_{casca}}{n_{ar} \cdot A} \quad (\text{III.13})$$

- Fator de flexão: 
$$f_{c_f} = \frac{L_p \cdot h}{n_{ar} \cdot A} \quad (\text{III.14})$$

Esses fatores multiplicam as respectivas tensões no modelo de elementos finitos fornecendo, assim, as tensões na estrutura real.

A carcaça intertravada e as armaduras de pressão de linhas flexíveis possuem relação entre diâmetro interno e espessura ( $D_{int} / h$ ), em geral, variando de 20 a 40. Desta forma, trata-se de cilindros com parede semi-espessa ou espessa e, conseqüentemente, os elementos de casca mais adequados são aqueles baseados na teoria de Reissner-Mindlin. Além disso, esses elementos devem ser capazes de representar o comportamento ortotrópico determinado pela analogia entre grelhas e cascas.

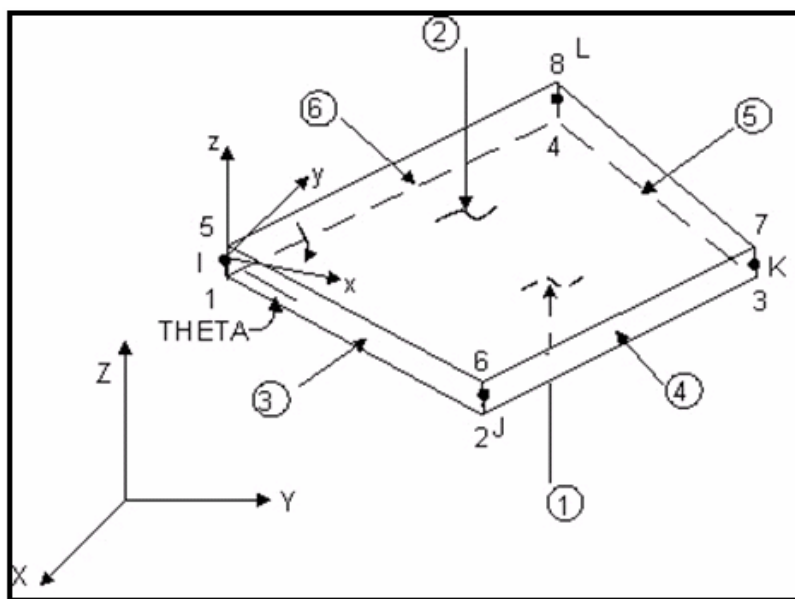


Figura III.3 – Elemento SHELL43.

No sistema ANSYS®, esses elementos são denominados SHELL43. Esses elementos possuem quatro nós (I, J, K e L, como na Figura III.3) com seis graus de liberdade por nó: translação nas direções  $X$ ,  $Y$  e  $Z$  globais e rotações em torno destes mesmos eixos, conforme exposto na Figura III.3.

### **III.3 Modelagem das camadas poliméricas**

De um modo geral, as camadas poliméricas que constituem as linhas flexíveis possuem relação entre diâmetro interno e espessura variando entre 20 e 80, isto é, podem ser consideradas como cilindros de parede semi-espessa ou espessa. Deste modo, essas camadas são modeladas com os mesmos elementos de casca empregados na modelagem da carcaça intertravada e da armadura de pressão (Figura III.3), isto é, com elementos de casca baseados na teoria de Reissner-Mindlin.

Em geral, para a modelagem das camadas plásticas interna, antidesgaste e externa, são utilizados elementos de casca isotrópicos, posto que essas camadas podem ser assumidas como uniformes e com propriedades físicas iguais em todas as direções.

Algumas linhas flexíveis, entretanto, apresentam fitas poliméricas de alta resistência com o objetivo de prevenir a falha por compressão excessiva: gaiola de passarinho e flambagem lateral (Figura II.5) . Essas fitas são enroladas em torno do eixo central da linha flexível em ângulos muito próximos de  $90^\circ$  e não possuem propriedades isotrópicas. Desta maneira, essa fita de reforço à compressão é modelada através de elementos de casca com propriedades ortotrópicas.

### **III.4 Modelagem das armaduras de tração**

Os arames de tração são modelados através de elementos de pórtico espacial (Figura III.4), cuja formulação é calcada na teoria de Euler-Bernoulli onde seções planas e normais à linha média da estrutura indeformada permanecem planas e normais

a essa linha na estrutura deformada . Esses elementos, denominados BEAM188 no programa *ANSYS®*, possuem dois nós e seis graus de liberdade por nó: deslocamentos nas direções X, Y e Z e rotações em torno desses mesmos eixos.

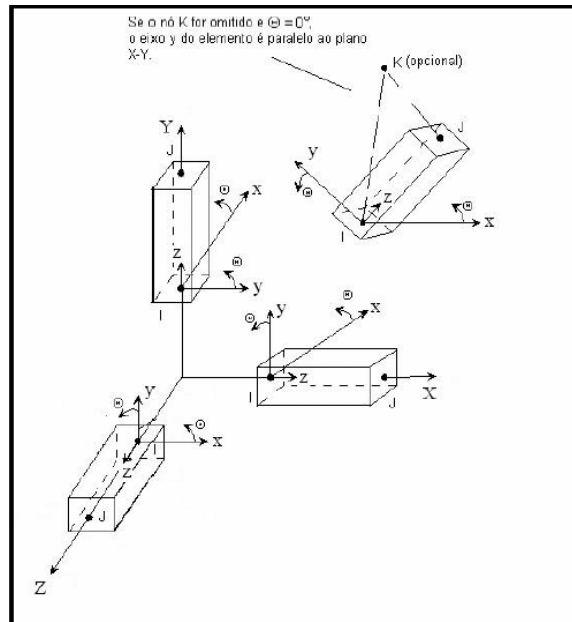


Figura III.4. Elemento BEAM188.

Os arames que constituem as armaduras de tração possuem seção retangular e, desta maneira, faz-se necessário definir a posição inicial desses eixos. O eixo z (Figura III.4) é sempre definido pelas coordenadas dos nós extremos do elemento e os eixos x e y devem-lhe ser perpendiculares. Desta forma, pode-se estabelecer a posição destes eixos de duas formas (GERE & WEAVER, 1981):

- Através de um ângulo de rotação em torno do eixo z
- Através de um terceiro nó (K na Figura III.4), não pertencente ao eixo z, que permite aos programas de análise calcular diretamente as direções dos eixos de inércia.

Como, em geral, não é simples avaliar o ângulo de rotação no espaço, optou-se por associar um terceiro nó ao elemento e, desta maneira, definir a posição inicial dos eixos de inércia. No modelo proposto, este nó é o situado imediatamente acima, no caso da armadura interna de tração, ou abaixo, no caso da armadura externa de tração. Desta forma, garante-se a perfeita conformação entre o arame e a superfície que lhe serve de suporte. Feitas estas observações, pode-se passar à modelagem propriamente dita.

Usualmente, o número de divisões circunferenciais da malha de elementos finitos é distinto do número de arames que constituem as armaduras de tração. Desta maneira, a área e os momentos de inércia de cada arame no modelo devem ser corrigidos para representar a estrutura real. As tensões no arame real são expressas por (BEER & JOHNSTON, 1996):

- Tensão normal: 
$$\sigma_z^n = \frac{N_z}{A} \quad (\text{III.15})$$

- Máxima tensão normal de flexão: 
$$\sigma_z^{f,x} = \frac{M_x \cdot h}{2 \cdot I_x} \quad (\text{III.16})$$

- Máxima tensão binormal de flexão: 
$$\sigma_z^{f,y} = \frac{M_y \cdot w}{2 \cdot I_y} \quad (\text{III.17})$$

Assumindo que os esforços totais (força normal e momentos fletores) aplicados aos arames se distribuam igualmente entre eles, pode-se relacionar o momento no arame do modelo de elementos finitos através de:

$$\begin{cases} N_{\text{mod},z} = \frac{n_{ar}}{n_{dc}} \cdot N_z \\ M_{\text{mod},x} = \frac{n_{ar}}{n_{dc}} \cdot M_x \\ M_{\text{mod},y} = \frac{n_{ar}}{n_{dc}} \cdot M_y \end{cases} \quad (\text{III.18})$$

Reescrevendo as Eqs. (III.15) a (III.17) para os arames do modelo de elementos finitos, tem-se:

- Tensão normal: 
$$\sigma_{\text{mod}el_z}^n = \frac{N_{\text{mod}el_z}}{A_{\text{mod}el}} \quad (\text{III.19})$$

- Máxima tensão normal de flexão: 
$$\sigma_{\text{mod}el_z}^{f,x} = \frac{M_{\text{mod}el_y} \cdot h}{2 \cdot I_{\text{mod}el_x}} \quad (\text{III.20})$$

- Máxima tensão normal de flexão: 
$$\sigma_{\text{mod}el_z}^{f,y} = \frac{M_{\text{mod}el_y} \cdot w}{2 \cdot I_{\text{mod}el_y}} \quad (\text{III.21})$$

Igualando as tensões nos arames do modelo, Eqs. (III.19) a (III.21), às tensões nos arames da estrutura real, Eqs. (III.15) a (III.17), e considerando as Eqs. (III.18), as propriedades geométricas dos arames do modelo de elementos finitos são dadas por:

$$\begin{cases} A_{\text{model}} = \frac{n_{ar}}{n_{dc}} \cdot A \\ I_{\text{model},x} = \frac{n_{ar}}{n_{dc}} \cdot I_x \\ I_{\text{model},y} = \frac{n_{ar}}{n_{dc}} \cdot I_y \end{cases} \quad (\text{III.22})$$

Através das Eqs. (III.22), garante-se que as tensões no arame real sejam iguais às

tensões nos arames do modelo de elementos finitos. Como a rigidez axial e a rigidez à flexão destas camadas são diretamente proporcionais ao produto entre o número de arames e à área ou à inércia dos arames (BERGE et al., 1992), também fica assegurada a equivalência entre as rigidezes.

### III.5 Geração das camadas

As camadas que constituem uma linha flexível são assentadas concentricamente formando um verdadeiro “sanduíche” de materiais metálicos e poliméricos. Desta maneira, no modelo de elementos finitos, as camadas também devem ser assentadas concentricamente, mas alguns aspectos devem ser observados:

- O modelo utiliza elementos planares (casca) e unifilares (pórtico) para representar as camadas da linha flexível, logo as espessuras dessas camadas não são diretamente consideradas. Sendo assim, as camadas são geradas como cilindros com raio igual ao raio médio das camadas reais. Além disso, dada à *ovalização* observada em algumas linhas flexíveis, o modelo também permite a geração de camadas com seção transversal elíptica. Assim, a seção transversal do modelo de elementos finitos, como a apresentada na Figura III.1(b), tem coordenadas nodais dadas por:

$$\begin{cases} x_{\text{modelo}_{i,j}} = R_j \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{n_{dc}} \cdot i\right) \cdot [1 - u_{0_j}] \\ y_{\text{modelo}_{i,j}} = R_j \cdot \text{sen}\left(\frac{2 \cdot \pi}{n_{dc}} \cdot i\right) \cdot [1 + u_{0_j}] \end{cases}, i = 1, n_{dc} \text{ e } j = 1, n_{cam} \quad (\text{III.23})$$

onde R é o raio médio e  $u_0$  é a excentricidade na linha flexível, e  $n_{cam}$  é o número

total de camadas da linha flexível.

- Os arames das armaduras de tração são assentados helicoidalmente em torno do eixo central da linha flexível. O passo desses arames é dado por:

$$L_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{\operatorname{tg}(\alpha)} \quad (\text{III.24})$$

Essa equação mostra que o passo é função do comprimento de uma circunferência que, por sua vez, corresponde à seção transversal do cilindro que serve de suporte ao arame. O modelo numérico considera que as camadas da linha flexível são cilíndricas e concêntricas. Por consequência, o modelo discretiza o cilindro que serve de suporte ao arame. Assim, para que se mantenha o ângulo de assentamento real dos arames, dois pontos devem ser respeitados: o primeiro é que, obrigatoriamente, o número de divisões circunferenciais da malha de elementos finitos deve ser igual ao número de divisões longitudinais por passo dos arames das armaduras de tração; o segundo é que o comprimento do modelo deve ser múltiplo do passo dos arames que compõem a armadura externa de tração. Desta forma, as coordenadas longitudinais dos nós do modelo numérico são dadas por (TENENBLAT, 1988):

$$z_{model_{i,j}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{ae}}{\operatorname{tg}(\alpha_{ae})} \cdot \frac{i-1}{n_{dl}}, i = 1, n_{dl} + 1 \quad (\text{III.25})$$

onde  $n_{dl} = n_{dc}$ ; e  $R_{ae}$  e  $\alpha_{ae}$  são, respectivamente, o raio médio e o ângulo de



assentamento da armadura externa de tração.

Deste modo, partindo das Eqs. (III.23) e (III.25), determinam-se os nós do modelo e, assim, seguindo o exposto nos itens anteriores, formam-se os elementos. Resta, portanto, interligar adequadamente essas camadas para assegurar o correto funcionamento do modelo. Isto é apresentado no item a seguir.

### III.6 Contato entre as camadas

Dadas as características do modelo elaborado, optou-se por estabelecer o contato entre as camadas através de elementos de contato tridimensionais do tipo nó-nó, como o apresentado na Figura III.5.

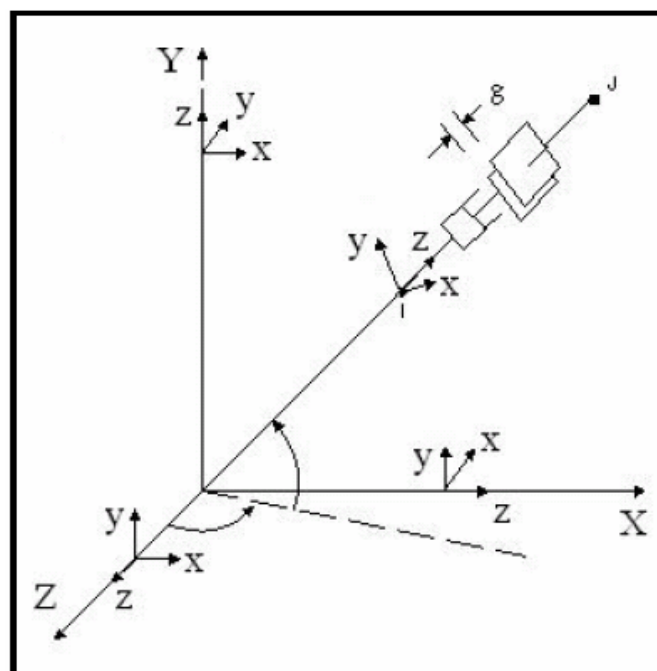


Figura III. 5. Elemento de contato do tipo nó-nó.

Esses elementos são definidos por dois nós e cada um possui três graus de liberdade: deslocamentos nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ . Sua interface de contato é perpendicular

ao eixo do elemento (Figura III. 5) que, por sua vez, estabelece a direção da normal de contato. Assim, no modelo proposto, os nós devem se situar sobre a mesma linha radial, conforme o apresentado na Figura III.1 (b).

Como este tipo de elemento é capaz de representar tanto o contato entre dois nós quanto o deslizamento relativo entre eles ou, em outras palavras, o atrito entre as camadas, duas grandezas físicas precisam ser definidas: a rigidez normal de contato e a rigidez de adesão.

No modelo proposto, tanto as armaduras quanto as camadas poliméricas da linha flexível são representadas por elementos sem espessura aparente (elementos planares ou unifilares). Deste modo, o elemento finito utilizado para a representação do contato entre as camadas deve possuir uma rigidez, quando comprimido, equivalente àquela que seria obtida com a representação das camadas como elementos sólidos. Assim, pode-se representar duas camadas adjacentes da linha através das duas molas lineares (1 e 2) apresentadas na Figura III. 6. Essas duas molas, então, podem ser substituídas por uma mola equivalente.

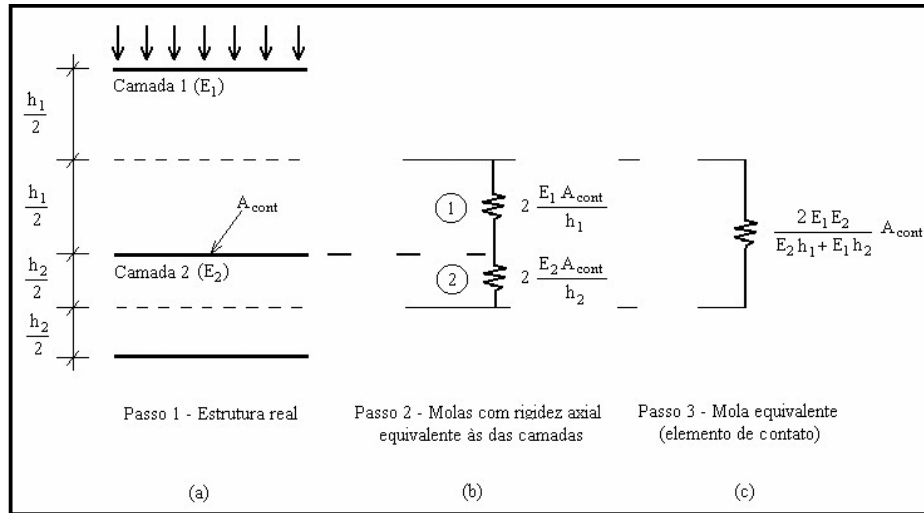


Figura III. 6. Cálculo da rigidez normal dos elementos de contato.

Deste modo, obtém-se uma rigidez normal,  $K_N$ , para o elemento de contato igual a:

$$K_N = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 \cdot h_2 + E_2 \cdot h_1} \cdot A_{cont} \quad (\text{III. 26})$$

onde:

$$A_{cont} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_2}{n_{dc}} \cdot \frac{L_{mod}}{n_{dl}} \quad (\text{III. 27})$$

e  $R_2$  é o raio médio da camada 2 (Figura III.6).

O deslizamento relativo entre os nós é representado pela teoria de atrito de Coulomb, que é apresentada esquematicamente na Figura III.7. A força de atrito a ser vencida, isto é, aquela a partir da qual o deslizamento relativo entre os nós se inicia é igual a  $\mu \cdot N_z$ , onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito entre as camadas e  $N_z$  é a força normal de contato.

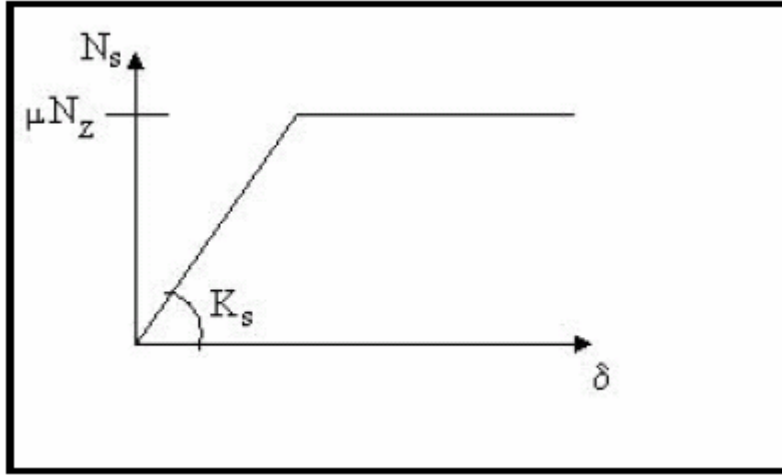


Figura III.7. Representação esquemática da teoria de atrito de Coulomb.

A rigidez de adesão,  $K_s$ , deve ser de tal ordem que o deslocamento relativo seja pequeno caso a força na interface de contato,  $N_s$ , seja inferior a  $\mu \cdot N_z$ . O valor dessa rigidez, entretanto, não pode ser excessivamente alto a ponto de causar problemas numéricos nas análises. Desta maneira, após alguns testes com o modelo, determinou-se o valor de 100kN/mm para esta grandeza.

A formulação deste tipo de elemento permite, ainda, representar um espaçamento entre as camadas da linha na condição descarregada (*gap* ou folga inicial). O valor absoluto deste espaçamento é considerado diretamente na formulação do elemento de contato, porém as coordenadas nodais das camadas devem ser modificadas levando-se em conta esse valor. Assim, a Eq. (III.23) é reescrita como:

$$\begin{cases} x_{mod\,i,j} = (R_j + g_{j-1}) \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{n_{dc}} \cdot i\right) \cdot [1 - u_{0j}] \\ y_{mod\,i,j} = (R_j + g_{j-1}) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{n_{dc}} \cdot i\right) \cdot [1 + u_{0j}], i = 1, n_{dc} \text{ e } j = 1, n_{cam} \\ g_0 = 0 \end{cases} \quad (III.28)$$

onde  $g$  é o espaçamento inicial entre as camadas (Figura III. 5).

## CAPÍTULO IV - APRESENTAÇÃO DO PROGRAMA RISERTOOLS

### IV.1 Introdução

Inicialmente, o programa RiserTools foi desenvolvido em Fortran por José Renato Mendes de Sousa em 1998 com o objetivo de servir como pré-processador para sistema *ANSYS* para gerar malhas de elementos finitos voltadas para determinação das propriedades mecânicas de linhas flexíveis, além das tensões e deformação em cada camada. Neste trabalho, é apresenta-se uma versão em *VISUAL BASIC* do programa original em FORTRAN com facilidades adicionais que serão apresentadas ao longo deste capítulo.

O programa RiserTools pode ser dividido em um menu de visualização, menu de arquivo, janela gráfica e um menu de geração como pode ser observado na Figura IV.1.



Figura VI.1- Tela principal do programa Risertools.

O programa considera as seguintes camadas: carcaça intertravada, camada plástica interna, armadura de pressão, camadas plásticas antidesgastes, armaduras de tração, fita de reforço à compressão, camada plástica externa, camada de isolamento térmica, e a tampa de fechamento, as camadas são geradas independentemente e, pode-

se criar quaisquer combinações entre elas.

## IV.2 Menu de visualização

Foi implementada no programa RiserTools um menu de visualização que possui vários botões como e apresentada na Figura IV.2. Os botões permitem controlar a imagem da linha gerada na janela gráfica pela programa. A ação de cada um desses botões é explicada detalhadamente na Figura VI.2.

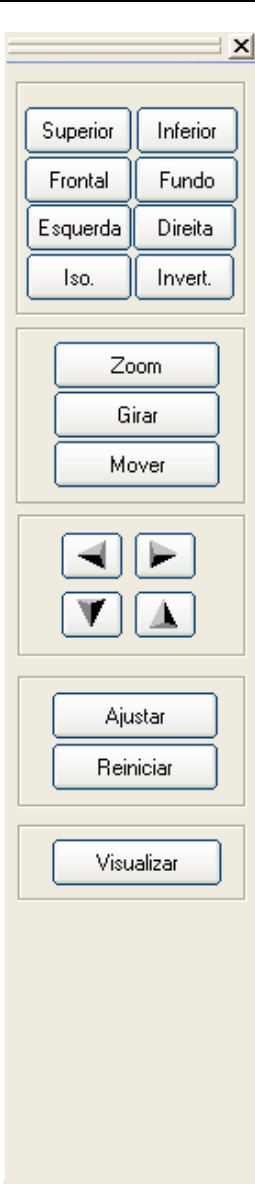


Formulário	Botões	Ações do Evento <i>Click</i>
	Superior	Permite obter a vista superior da linha flexível.
	Inferior	Permite obter a vista inferior da linha flexível.
	Frontal	Permite obter a vista frontal da linha flexível.
	Fundo	Permite obter a vista do fundo da linha flexível.
	Direita	Permite obter a vista direita da linha flexível.
	Esquerda	Permite obter a vista esquerda da linha flexível.
	Iso.	Permite obter a vista isométrica da linha flexível.
	Invert.	Permite obter a vista isométrica invertida da linha flexível.
	Zoom	Permite aumentar a imagem da linha flexível.
	Girar	Permite girar a imagem da linha flexível.
	Mover	Permite girar a imagem da linha flexível.
		Permite mover para esquerda a imagem da linha flexível.
		Permite mover para direita a imagem da linha flexível.
		Permite mover para cima a imagem da linha flexível.
		Permite mover para baixo a imagem da linha flexível.
	Ajustar	Permite ajustar a imagem da linha flexível.
	Reiniciar	Permite reiniciar o programa, gerando novo modelo.
	Visualizar	Permite visualizar o novo modelo gerado.

Figura VI.2 – Menu de visualização.

### IV.3 Menu de geração

#### IV.3.1 Riser

Este menu tem por objetivo a definição das diferentes camadas da linha flexível: diâmetro interno, peso vazio ou cheio da linha no ar e na água.

The image shows a software window titled 'Riser' with four tabs: 'Riser', 'Cargas', 'Modelo', and 'Solução'. The 'Riser' tab is selected. The window contains several input fields and a list of layers. Under 'Diâmetro', there are fields for 'Interno (mm)' and 'Externo (mm)'. Under 'Peso', there are two columns: 'No Ar' and 'Na Água'. Each column has fields for 'Vazio (kgf/m)' and 'Cheio (kgf/m)'. Below this is a section titled 'Camadas' with a list of 14 layers, each preceded by a checkbox. The layers are: 'Carcapa Intertravada', 'Plástico Interno', 'Armadura de Pressão', 'Plástico Antidesgaste 1', 'Armadura de Tração 1', 'Plástico Antidesgaste 2', 'Armadura de Tração 2', 'Plástico Antidesgaste 3', 'Armadura de Tração 3', 'Plástico Antidesgaste 4', 'Armadura de Tração 4', 'Fita de Reforço', 'Plástico Externo', and 'Isolamento Térmico'. At the bottom, there are two buttons: 'Material' and 'Geometria', and a field labeled 'Camadas ativas'.

Figura IV.3 – Menu de geração: definição das camadas.

A Figura IV.3 acima, possui botões de *Check Box* (Caixas de seleção) que permitem o usuário ativar ou desativar as camadas e criando quaisquer combinações entre as 14 camadas.

Este formulário possui também 2 botões de comando: 1 botão para acionar o



formulário Material e outro para o formulário Geometria.

## IV.3.2 Carga

### IV.3.2.1 Contorno

Este menu foi criado para que o usuário possa definir as condições de contorno. Foram utilizados botões de opção para definir as extremidades como livres, restringidas ou prescritas.

The image shows a software window titled 'Contorno' with tabs for 'Riser', 'Cargas', 'Modelo', and 'Solução'. The 'Contorno' tab is active, showing sub-tabs for 'Operação' and 'Lançamento'. Under 'Extremidades', the 'Inicial' sub-tab is selected. It contains sections for 'Deslocamento' (Translation) and 'Rotação' (Rotation), each with X, Y, and Z axes. Each axis has three radio buttons: 'Livre' (Free), 'Restringido' (Restricted), and 'Prescrito' (Prescribed). The 'Prescrito' option is selected for all axes. To the right of each 'Prescrito' button is a text input field. At the bottom, there is a 'Simetria' (Symmetry) section with 'Longitudinal' and 'Circunferencial' (Circumferential) radio buttons. 'Circunferencial' is selected, and it has an 'Ângulo' (Angle) input field next to it.

Figura IV.4 – Menu de geração: contorno.

Percebe-se na Figura IV.4 quando é acionado o botão de opção prescrita, automaticamente é liberada uma caixa de texto do lado o que permite ao usuário fornecer um valor prescrito da extremidade.

### IV.3.2.2 Operação

A Figura IV.5. (janela) foi criada para permitir ao usuário fornecer as cargas, as pressões internas e externas. As camadas plásticas geradas na janela da Figura IV.3 são diretamente carregadas no componente *Combo Box* (Caixa de listagem) que permite ao usuário escolher a camada que atua as cargas de pressão.

The image shows a software window titled 'Riser' with four tabs: 'Riser', 'Cargas', 'Modelo', and 'Solução'. The 'Cargas' tab is active. Inside this tab, there are three sub-tabs: 'Contorno', 'Operação', and 'Lançamento'. The 'Operação' sub-tab is selected. The 'Operação' sub-tab contains three sections: 'Forças', 'Momentos', and 'Pressão'. The 'Forças' section has three input fields: 'Fx (kN)' with value 0, 'Fy (kN)' with value 0, and 'Fz (kN)' with value 2551. The 'Momentos' section has three input fields: 'Mx (kNm)' with value 0, 'My (kNm)' with value 0, and 'Mz (kNm)' with value 0. The 'Pressão' section has two sub-sections: 'Interna (MPa)' and 'Externa (MPa)'. The 'Interna (MPa)' sub-section has an input field with value 20 and a 'Camada Atuante' dropdown menu with 'Plástico Interno' selected. The 'Externa (MPa)' sub-section has an input field with value 10 and a 'Camada Atuante' dropdown menu with 'Plástico Externo' selected.

Figura IV.5 – Menu de geração: operação.

Aqui as forças são fornecidas em KN, os momentos em KN.m e as pressões em MPa.

### IV.3.3 Modelo

A janela de baixo permite ao usuário fornecer as características da malha de EF da linha flexível: número de divisões radiais e longitudinal o comprimento da linha em função do número de passos da armadura externa de tração. O número de elementos e de nós da malha é calculado dentro do programa e fornecido na Figura IV.6 de baixo.

N°	Interface :	Interface :
1	Carcaca Intertravada	Plástico Interno
2	Plástico Interno	Armadura de Pressão
3	Armadura de Pressão	Plástico Antidesgaste
4	Plástico Antidesgaste	Armadura de Tração 1
5	Armadura de Tração 1	Armadura de Tração 2
6	Armadura de Tração 2	Fita de Reforço
7	Fita de Reforço	Plástico Externo

Figura IV.6 – Menu de geração: modelo.

Foi implementado um botão para cada interface de contato, e quando acionado permite ao usuário definir as propriedades de contato entre as camadas.

#### IV.3.4 Solução

No formulário da Figura IV.7, o valor inicial de passos, o número de passos inicial, o número de passos máximo e mínimo são fornecidos. O usuário tem também a possibilidade de escolher a opção de comprimento de arco fornecendo o raio mínimo e máximo. Os critérios de convergência, a tolerância, e o número de iterações máximo podem ser fornecidos, o usuário pode escolher a opção de analisar a malha da linha após a leitura e escolher a opção de salvar o arquivo .db ou não.

Figura IV.7 – Menu de geração: solução.

Aqui também foram utilizados botões de *Check Box* e o *Combo Box* explicados nos itens anteriores.

#### IV.4 Janela gráfica

É o espaço reservado para a representação gráfica da linha flexível, onde as camadas e as cargas são representadas pelas cores mostradas na Figura IV.8.

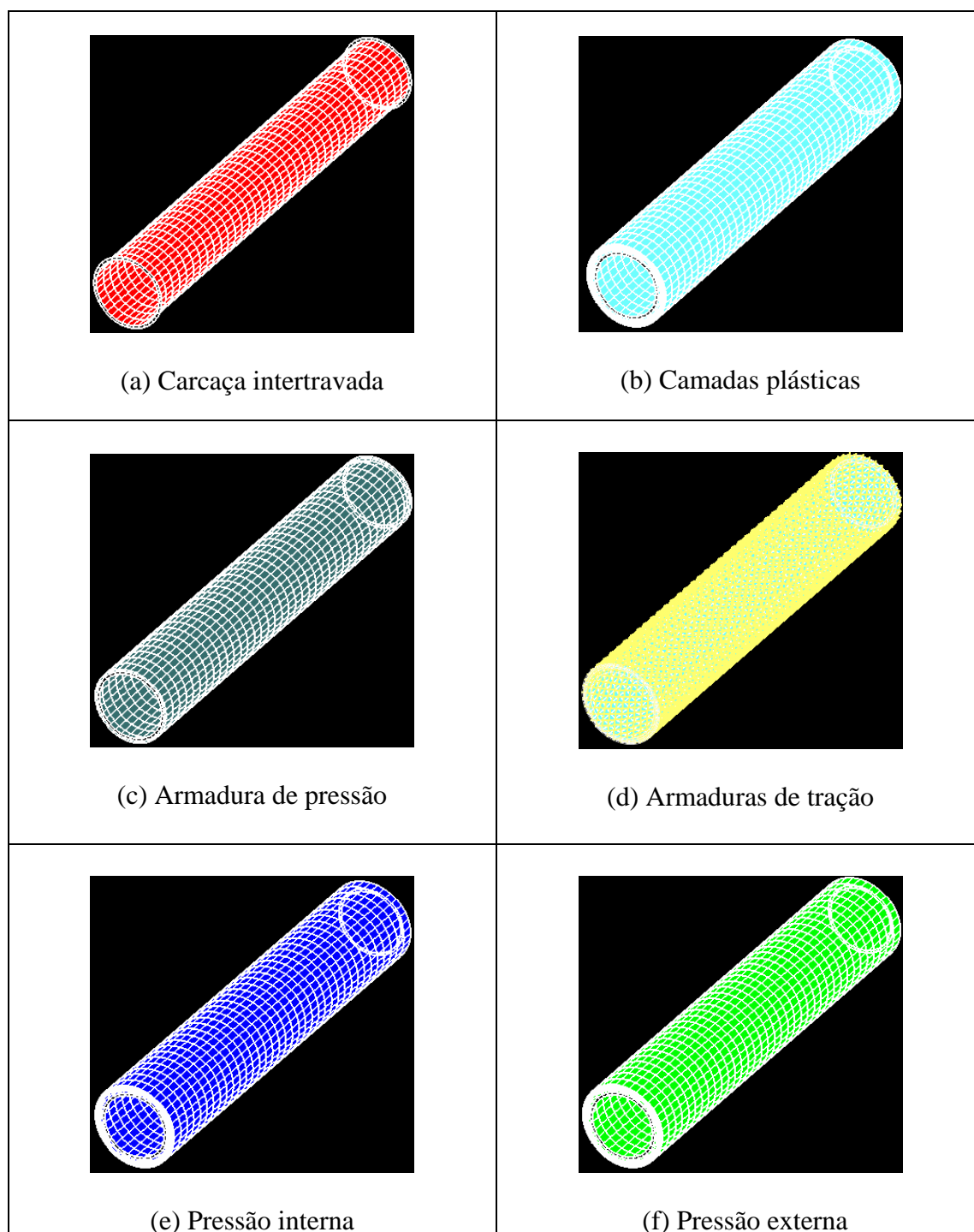


Figura IV.8 – Representação das camadas e das cargas de pressão.

No programa de RiserTools, foi utilizada uma convenção em relação às cores: a cor vermelha representa a carcaça intertravada, o verde claro representa as camadas plásticas, o azul claro as camadas de pressão, o amarelo as camadas de tração, as cargas de pressão são também representadas pela cor azul escuro que representa a pressão interna e verde escuro a pressão externa.

## IV.5 Formulários

### IV.5.1 Formulários Geometria / Material

Foram criados o formulário geometria e o formulário material mostrados na Figura IV.9. para que usuário possa fornecer os dados de geometria e de material da linha flexível. A partir do componente *Combo Box* do Visual Basic, o usuário pode selecionar qualquer camada e editar seus dados. Foi implementada no formulário material a opção não-linear a que ainda encontra-se em desenvolvimento.

**(a) Formulário Geometria**

Camada: 1: Carcaça Intertravada

Propriedades da Camada:

Espessura	7.5	Número de Arames	1
Ovalização	0	Massa Linear	16.1

Propriedades da Seção:

☒ Dimensões ☐ Genérica

Largura	60	Código	PRE1
Altura	1.5	Área	90.00
		Inércia X	538.31
		Inércia Y	8812.97
		Inércia Z	9351.28
		Ângulo (grau)	87.49

Biblioteca [ ] Aplicar Fechar

**(b) Formulário Material**

Camada: 1: Carcaça Intertravada

Opção: ☒ Linear ☐ Não-Linear

Linear:

Código	AISI304
Massa específica (kg/m³)	7835
Módulo de Young (MPa)	207000
Coefficiente de Poisson	0.3
Tensão de escoamento (MPa)	275
Tensão de ruptura (MPa)	550

Biblioteca [ ] Aplicar Fechar

Figura IV.9 – a) formulário geometria; b) formulário material.

## IV.5.2 Formulários biblioteca

Foi criado um banco de dados de perfis com as geometrias e os materiais usualmente encontrados nas linhas flexíveis dos principais fabricantes (Wellstream e Brasflex – Coflexip). Quando acionado, o formulário carrega esses perfis e permite adicionar ou remover perfis e também importar ou exportar perfis do formulário geometria ou material para biblioteca.

The screenshot shows a window titled "Biblioteca (Geometria)". It contains a table with the following data:

No.	Código	Altura	Largura	Espessura	Area	IX	IY	IZ
1	PRE01	60	15	7.5	90.00	538.31	8812.97	9361.28
2	ZET01	6.2	14.4	6.2	54.13	173.40	914.71	1088.11
3	TRA01	2.5	6	2.5	15.00	7.81	45.00	23.29

At the bottom of the window, there are buttons: "Adicionar", "Remover", "Exportar", "Importar", and "Fechar". A "Número de Perfis" field shows the value 3.

Figura IV.10 – Formulário biblioteca geometria.

The screenshot shows a window titled "Biblioteca (Material)". It contains a table with the following data:

No.	Código	Massa específica	Módulo de Young	Coefficiente de Poisson	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	C1	C2	Módulo secante
1	AS1304	7835	207000	0.3	275	550	0	0	20700
2	RILSANP40	1100	350	0.4	70	70	0	0	20700
3	FM35	7835	207000	0.3	900	1000	0	0	20700
4	HDPE	950	350	0.4	70	70	0	0	20700
5	PA1	7835	207000	0.3	1250	1400	0	0	20700
6	FABRIC	530	350	0.3	70	70	0	0	20700

At the bottom of the window, there are buttons: "Adicionar", "Remover", "Exportar", "Importar", and "Fechar". A "Número de Perfis" field shows the value 6.

Figura IV.11 – Formulário biblioteca material.

### IV.5.3 Formulários contato

O formulário contato (Figura IV.14) permite gerar uma malha considerando a não-linearidade de contato: folgas iniciais, perda de contato durante a análise e atrito. Para essa tarefa, foram utilizados botões de opções que permitem liberar os campos da folga inicial e o campo do coeficiente de atrito.

Figura IV.12 – Formulário contato.



## CAPÍTULO V - ENRIJECEDORES DE LINHAS FLEXÍVEIS

### V.1 Introdução

Os enrijecedores de *risers* são equipamentos instalados na extremidade do *riser* de produção, em plataformas de petróleo, devido a grande diferença de rigidez entre a estrutura do *riser* e a plataforma e, sendo o ponto mais suscetível à falha; vide acidentes em 1998 e 1999 de dois enrijecedores que falharam quando em operação na monobóia IMODCO-III, no campo de Marlim, devido à fadiga (PASQUALINO,1999).

Um dos meios proposto de se prevenir falha da linha flexível neste ponto é a instalação de alguns dispositivos com objetivo de fazer a transição de rigidez entre o *riser* e a fixação na plataforma como os enrijecedores à flexão (*Bend stiffeners* na Figura V.1 (a)) ou outros para fornecer algum tipo de proteção do *riser* através de uma limitação de curvatura como os restritores de curvatura (*Bend restrictors* na Figura V.1 (b) e boca de sino Figura V.1 (c)).

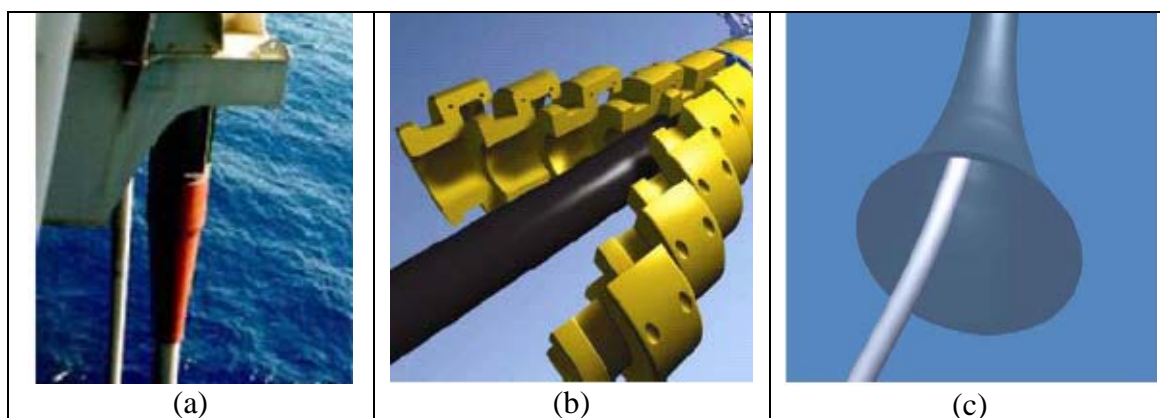


Figura V.1 – Restritores de curvature: (a) *Bend stiffener*, (b) *Bend restrictor, bell mouth* (boca de sino) (LEMOS, 2005).

## V.2 Bend stiffeners

Os *bend stiffeners* são materiais poliméricos feitos de poliuretano que tem como principal objetivo fazer a transição suave de rigidez entre o *riser* e a fixação na plataforma. Podem ser usados também durante a fase do lançamento para proteger o *riser*.

O *bend stiffener* é um colar cônico de material polimérico colocado em volta do tubo e conectado à estrutura da plataforma através de uma interface de estrutura metálica envolvida pelo polímero e aparafusada na posição final como é mostrado na Figura V.2.



Figura V.2 – *Bend stiffener* (LEMOS, 2005).

### V.2.1 Tipos de bend Stiffeners

Basicamente existem três tipos de *bend Stiffeners* (LEMOS, 2005) classificados de acordo com o seu local de utilização. São eles:

- *bend stiffeners* tradicionais (ou *standard*);
- *bend stiffeners* mínimos ou intermediários; e

- *bend stiffeners* “boca de sino” e *I* tubes.

*Bend stiffeners* tradicionais (XAVIER, 2000), são normalmente instalados em plataformas fixas ou semi-submersíveis com suportes de *risers* convencionais (tipo cônico ou tipo castelo). Possuem como característica principal, o fato de serem montados sobre o conector do *riser* flexível, conforme mostrado na Figura V.1-(a) e na Figura V.2. Os primeiros modelos instalados apresentavam a característica de serem bipartidos e presos por cintas externas (Figura V.3.); hoje em dia, essa característica foi abandonada, pois com o passar do tempo as cintas se soltavam causando a queda do enrijecedor.



Figura V.3 – *Bend stiffener* bipartido (LEMOS, 2005).

*Bend stiffeners* mínimos ou intermediários (Figura V.4) são enrijecedores de pequenas dimensões instalados em conexões intermediárias em locais de pouca flexão sendo que, sua finalidade é basicamente proteger a linha flexível durante o processo de lançamento.

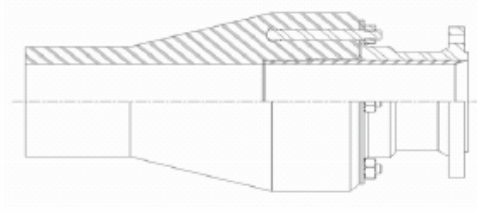


Figura V.4 – *Bend stiffener* mínimo ou intermediário (LEMOS, 2005).

*Bend stiffeners* “boca de sino” e *I tubes*, como o nome já informa, são enrijecedores instalados em sistema de conexão tipo “boca de sino” (diferentes dos limitadores de curvatura de mesmo nome Figura V.1(c)) existentes em navios e semi-submersíveis com *I tubes*; neste caso, eles não são instalados sobre o conector da linha flexível, mas em uma estrutura que ficará presa à boca de sino, enquanto o conector é apoiado no nível do convés como é mostrado nas Figuras V.5. Este tipo da instalação tem como característica o desacoplamento entre o ponto de aplicação das cargas verticais, conector da linha, e o ponto de aplicação da flexão, região do *bend stiffener*, sendo portanto mais favorável para o tubo flexível.

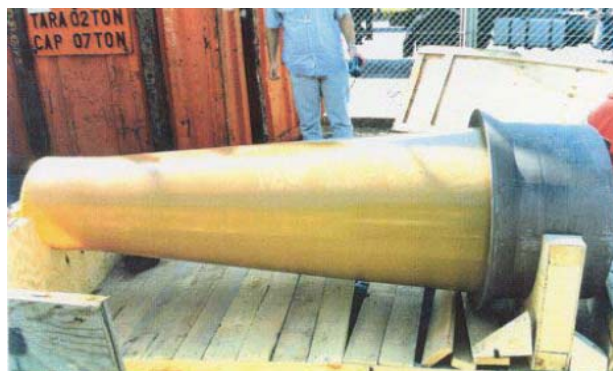


Figura V.5 – *Bend stiffener* para boca de sino e *I tubes* (XAVIER, 2000).

## V.2.2 Componentes de um bend stiffener

Os componentes de um *bend stiffener* convencional são mostrados na Figura V.6.

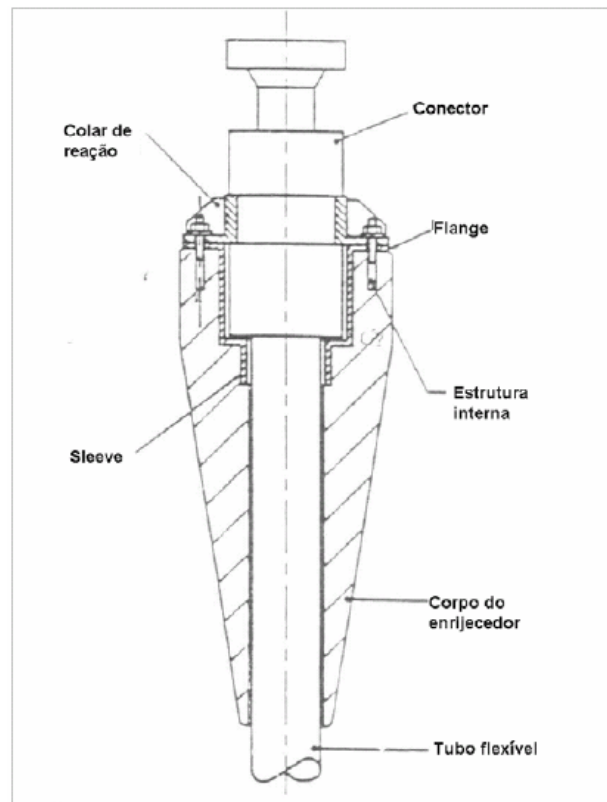


Figura V.6 – Arranjo de um *bend stiffener* (KIEPPER,2004).

Fazem parte da montagem de um *bend stiffener* convencional os seguintes componentes:

### V.2.2.1 Corpo do bend stiffener

O corpo do *bend stiffener* é uma estrutura flexível configurada como uma curta seção cilíndrica seguida de um cone estendido, conforme mostrado na Figura V.7. O corpo possui uma abertura axial cilíndrica para acomodar a linha flexível, existindo uma

distância radial nominal (folga) entre a linha flexível e o *bend stiffener*. O corpo do *bend stiffener* se deflete quando a linha flexível rotaciona relativamente ao conector. Isto cria forças restauradoras que suportam a estrutura da linha flexível e limitam a sua curvatura. O corpo do *bend stiffener* efetivamente aceita carregamento da linha e provê um caminho alternativo de transmissão de esforços para o conector.

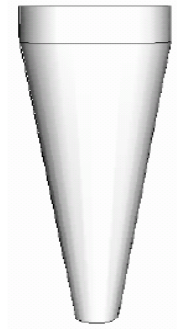


Figura V.7 – Corpo do *bend stiffener* (KIEPPER,2004).

#### V.2.2.2 Sleeve

O *sleeve* é uma estrutura cilíndrica de diâmetro variável. Sua superfície externa está ligada diretamente no corpo do *bend stiffener*. A superfície interna é livre para deslizar ao longo do conector com o mínimo de distância radial. A Figura V.8 ilustra o *sleeve*.

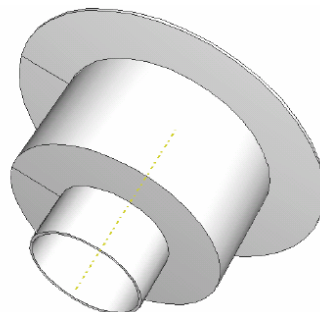


Figura V.8 – *Sleeve* (KIEPPER,2004).

### **V.2.2.3 Flange**

O flange forma a base do *bend stiffener* e provê uma superfície rígida que se contacta diretamente contra o colar de reação.

### **V.2.2.4 Colar de reação**

O colar de reação é um anel que se encaixa no final do corpo do *bend stiffener*. Os parafusos axiais conectados à estrutura interna passam através do colar de reação. A montagem de porcas a esses parafusos efetivamente mantém o arranjo no lugar, como mostrado na Figura V.6.

### **V.2.2.5 Estrutura interna**

Para assistir com a transferência de forças para o conector, uma estrutura interna é inserida no corpo do *bend stiffener*. Esta irá se diferenciar em geometria caso a caso, mas estará normalmente localizada dentro da parte cilíndrica do corpo do *bend stiffener*. A região próxima à estrutura interna é suscetível à formação de trincas no corpo do *bend stiffener*.

## **V.2.3 Materiais**

### **V.2.3.1 Corpo do bend stiffener**

O corpo do *bend stiffener* deverá resistir a deflexões e a carregamentos cíclicos ao longo de um período extenso, em alguns casos acima de 30 anos. Ele é fabricado de um material resiliente como um poliuretano elastômero. Classes particulares de alta

performance são necessárias, como as que apresentam as seguintes propriedades:

- baixo nível de absorção de água;
- resistência à hidrólise;
- degradação limitada devido ao envelhecimento;
- bom desempenho em altas temperaturas;
- habilidade de resistir a cargas cíclicas.

#### **V.2.3.2 Componentes restantes**

O *sleeve*, flange e a estrutura interna são encapsulados dentro do corpo do *bend stiffener*. Este grupo de componentes, conhecido coletivamente como a estrutura integral, é normalmente fabricado de aço convencional.

#### **V.2.3.3 Proteção à corrosão**

Os componentes metálicos dentro do *bend stiffener* precisam ser protegidos contra corrosão para assegurar um desempenho adequado. A solução tradicional é o uso de tratamento superficial com níquel. Entretanto, quando submersos, estes componentes devem ser protegidos por um sistema de proteção catódica conectado diretamente a eles.

### **V.3 Modelo para análise de um bend stiffener**

O modelo BOEF e OUT (1990) apresentado na Figura V.9, foi representado como sendo uma viga esbelta com carregamento  $(F, \alpha, \phi)$  no topo da linha flexível, considerando-se ainda os seguintes aspectos:



- as seções sofrem grandes deslocamentos;
- trata-se de um problema de flexão, mas com tração dominante e rigidez geométrica e;
- a seção reta varia ao longo do comprimento da viga devido ao formato cônico do *bend stiffener*.

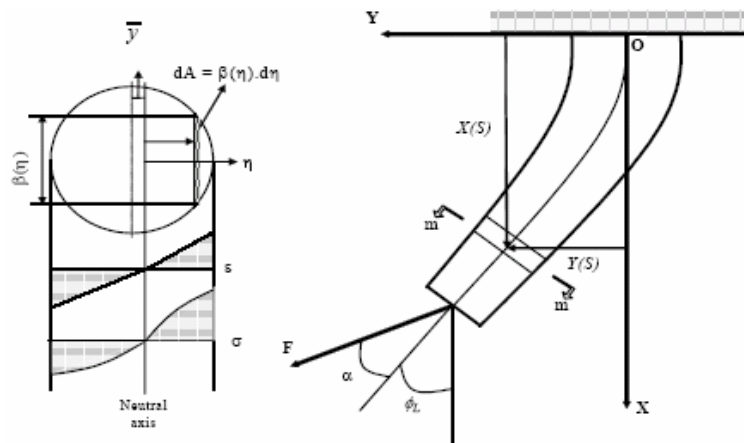


Figura V.9 - Representação esquemática do modelo de viga.

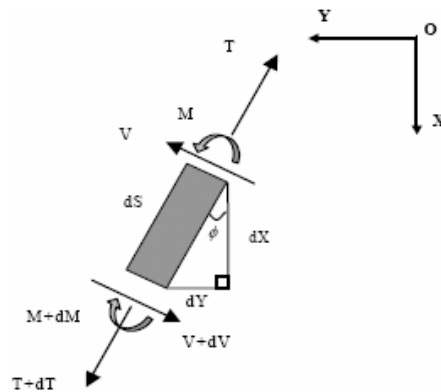


Figura V.10 - Elemento infinitesimal do *bend stiffener*.

Assumindo-se que a linha flexível e o *bend stiffener* se deformam igualmente (sem movimento relativo entre eles). Aplicando-se relações trigonométricas ao elemento

infinitesimal da linha  $dS$ , Figura V.10, obtém-se:

$$\frac{dX}{dS} = \cos \phi \quad (\text{V.1})$$

$$\frac{dY}{dS} = \text{sen} \phi \quad (\text{V.2})$$

onde  $S$  é o arco de comprimento da viga ( $0 \leq S \leq L$ ),  $[X(S), Y(S)]$  são as coordenadas cartesianas da viga flétida e  $\phi(S)$  é o ângulo entre a tangente e o eixo  $X$ .

Além disso, a curvatura é dada por:

$$\frac{d\phi}{dS} = \kappa(S) \quad (\text{V.3})$$

Utilizando a representação esquemática apresentada na Figura V.10, as equações de equilíbrio das forças e momentos internos em um elemento infinitesimal do *riser* flexível e do *bend stiffener*, desconsiderando o peso distribuído e forças externas, podem ser escritas como:

- Para o riser

$$\frac{dV_1}{dS} - T_1 \frac{d\phi}{dS} + q(S) = 0 \quad (\text{V.4})$$

$$\frac{dT_1}{dS} - V_1 \frac{d\phi}{dS} = 0 \quad (\text{V.5})$$

$$\frac{dM_1}{dS} - V_1 = 0 \quad (\text{V.6})$$

- Para o Bend Stiffener

$$\frac{dV_2}{dS} - T_2 \frac{d\phi}{dS} + q(S) = 0 \quad (\text{V.7})$$

$$\frac{dT_2}{dS} - V_2 \frac{d\phi}{dS} = 0 \quad (\text{V.8})$$

$$\frac{dM_2}{dS} - V_2 = 0 \quad (\text{V.9})$$

onde  $M_i(S)$  é o momento fletor,  $V_i(S)$  e  $T_i(S)$  são respectivamente o cortante e a força axial e  $q(S)$  é a força de contato distribuída entre o *riser* e *bend stiffener*. O subscritos  $i = 1,2$ , respectivamente, se referem ao *riser* e ao *bend stiffener*.

Assumindo momento global ( $M = M_1 + M_2$ ), força axial ( $T = T_1 + T_2$ ) e cortante ( $V = V_1 + V_2$ ) como somatório das equações V.4 e V.7, V.5 e V.8, V.6 e V.9 respectivamente, tem-se:

$$\frac{dV}{dS} - T \frac{d\phi}{dS} = 0 \quad (\text{V.10})$$

$$\frac{dT}{dS} - V \frac{d\phi}{dS} = 0 \quad (\text{V.11})$$

$$\frac{dM}{dS} - V = 0 \quad (\text{V.12})$$

As equações (V.10) e (V.11) podem ser expressas em coordenadas cartesianas (X,Y) como:

$$\frac{d}{dS}(T \sin \phi - V \cos \phi) = 0 \quad (\text{V.13})$$

$$\frac{d}{dS}(T \cos \phi + V \sin \phi) = 0 \quad (\text{V.14})$$

Integrando-se as equações (V.13) e (V.14) e aplicando-se as condições de

contorno em

$S = 0, \phi = 0, T(0) = T_0$  e  $V(0) = V_0$ , tem-se:

$$T \sin \phi - V \cos \phi = V_0 \quad (\text{V.15})$$

$$T \cos \phi + V \sin \phi = T_0 \quad (\text{V.16})$$

Aplicando-se a condição de contorno para  $S = L, V(L) = -F \sin(\alpha)$ , e substituindo V.15 e V.16 para eliminação de  $T$ , tem-se:

$$V(S) = -F \sin(\phi_L + \alpha - \phi(S)) \quad (\text{V.17})$$

Onde  $\phi_L = \phi(L)$ .

Considerando a hipótese de flexão pura ou de Bernoulli-Euler onde seções retas permanecem retas após a flexão, uma deformação  $\varepsilon$  a uma distância  $\eta$  do eixo neutro é obtido por:

$$\eta = \varepsilon \cdot R = \frac{\varepsilon}{\kappa} \quad (\text{V.18})$$

Onde  $R$  é o raio de curvatura e  $\kappa$  a curvatura.

A curva tensão-deformação do material é conhecida por testes para tração e compressão e pode ser expressa pela seguinte função dependente da deformação:

$$\sigma = f(\varepsilon) \quad (\text{V.19})$$

A posição do eixo neutro pode ser calculada considerando o equilíbrio de forças na seção:

$$F_x(S) = \int \sigma \cdot dA = 0 \quad (\text{V.20})$$

Onde  $dA$  representa um elemento de área seccional.

O momento fletor pode ser expresso por:

$$M(S) = \int \eta \sigma \cdot dA = f(s, \varepsilon) \quad (\text{V.21})$$

Caso a largura da área seção seccional  $dA$  a uma distancia  $\eta$  do eixo neutro possa ser expressa por uma função  $\beta(\eta)$ , o elemento de área pode ser expresso por  $dA = \beta(\eta)d\eta$  e empregando a relação (V.19), as equações (V.20) e (V.21) se transformam em:

$$F_x(S) = \int f(\varepsilon) \cdot \beta(\varepsilon, R) \cdot R \cdot d\varepsilon = 0 \quad (\text{V.22})$$

$$M(S) = \int \eta \sigma \cdot dA = f(s, \varepsilon) \quad (\text{V.23})$$

$$M(S) = \int \varepsilon \cdot R^2 \cdot f(\varepsilon) \cdot \beta(\varepsilon, R) \cdot d\varepsilon \quad (\text{V.24})$$

onde, a função  $\beta(\varepsilon, R)$  pode ser determinada por relações trigonométricas. A posição do eixo neutro,  $\bar{y}$  é função do raio de curvatura e pode ser diferente do centróide da seção para materiais com comportamento assimétrico.

Considerando que tanto a linha flexível quanto o material do enrijecedor possuem comportamento linear elástico, a seguinte equação se aplica:

$$M(S) = \frac{EI(S)}{R(S)} = EI(S)\kappa(S) \quad (\text{V.25})$$

Substituindo a equação (25) em (12) e considerando a equação (17), tem se:

$$\frac{d}{dS}(EI(S)k(S)) + F\sin(\phi_L + \alpha - \phi(S)) = 0 \quad (V.27)$$

Chega-se então ao seguinte problema de valor de contorno:

$$\frac{dX}{dS} = \cos \phi \quad (V.28)$$

$$\frac{dY}{dS} = \sin \phi \quad (V.29)$$

$$\frac{d\phi}{dS} = \kappa = \frac{1}{R} \quad (V.30)$$

$$\frac{d\kappa}{dS} = -\frac{1}{EI(S)} \cdot \frac{dEI(S)}{dS} \cdot \kappa - \frac{F}{EI(S)} \sin(\phi_L + \alpha - \phi) \quad (V.31)$$

Onde  $EI(S) = EI_{\text{Tubo}} + EI(S)_{\text{Bend Stiffener}}$

Este problema de valor de contorno pode ser resolvido utilizando-se as seguintes condições de contorno:  $y(0) = 0$ ,  $x(0) = 0$ ,  $\phi(0) = 0$ , e  $\phi(L) = \phi_L$

Analiticamente não foi possível resolver o sistema de equações diferenciais que representa o problema de valor de contorno apresentado (LEMOS, 2005). Portanto, para resolver este problema foi elaborado um programa em Fortran usando o método de Runge-Kutta de 4ª ordem apresentado a seguir.

### V.3.1 Método de Runge-Kutta

Este método consiste na estimativa do valor da função  $f(x,y)$  em vários pontos intermediários. O ponto final (escolhido) será a média ponderada entre esses pontos intermediários. Para resolver o problema de valor de contorno apresentado no item V.3 foi utilizado o método de Runge-Kutta de 4ª ordem (RK4).

$$\kappa_1 = f''(x_j, y_j) \quad (\text{V.32})$$

$$\kappa_2 = f''(x_j + \frac{\Delta x}{2}, y_{j+1}) \quad (\text{V.33})$$

$$\kappa_3 = f''(x_j + \frac{\Delta x}{2}, y_{j+2}) \quad (\text{V.34})$$

$$\kappa_4 = y'(x_j + \Delta x, y_{j+3}) \quad (\text{V.35})$$

A partir das  $\kappa$ 's é possível encontrar o valor de  $y_{j+1}$  através de:

$$y_{j+1} = y_j + \frac{1}{6}(\kappa_1 + 2\kappa_2 + 2\kappa_3 + \kappa_4) \quad (\text{V.36})$$

### V.3.2 Fluxograma do programa

Com objetivo de fornecer uma visão geral da abordagem adotada para resolver o problema de contorno do item V.3, é apresentado a seguir o procedimento iterativo do programa desenvolvido.

Inicialmente, foi considerado o valor da curvatura  $\kappa(0) = 0$ , e em seguida foram fornecidas as condições de contorno do problema:  $X(0)$ ,  $Y(0)$ ,  $\phi(0)$ ,  $\phi_L$ . O problema é resolvido pelo método de Runge-Kutta de 4ª ordem (RK4); o resultado de  $\phi$  obtido é testado para  $\phi_L$  para a tolerância desejada; caso seja atendido, a solução será  $X$ ,  $Y$ ,  $\phi$ ,  $\kappa$  e caso contrária variamos o valor curvatura  $\kappa$  para  $\kappa + \Delta\kappa$  e repetimos o procedimento novamente. As etapas do procedimento são mais detalhas no fluxograma do programa mostrado na Figura V.11.

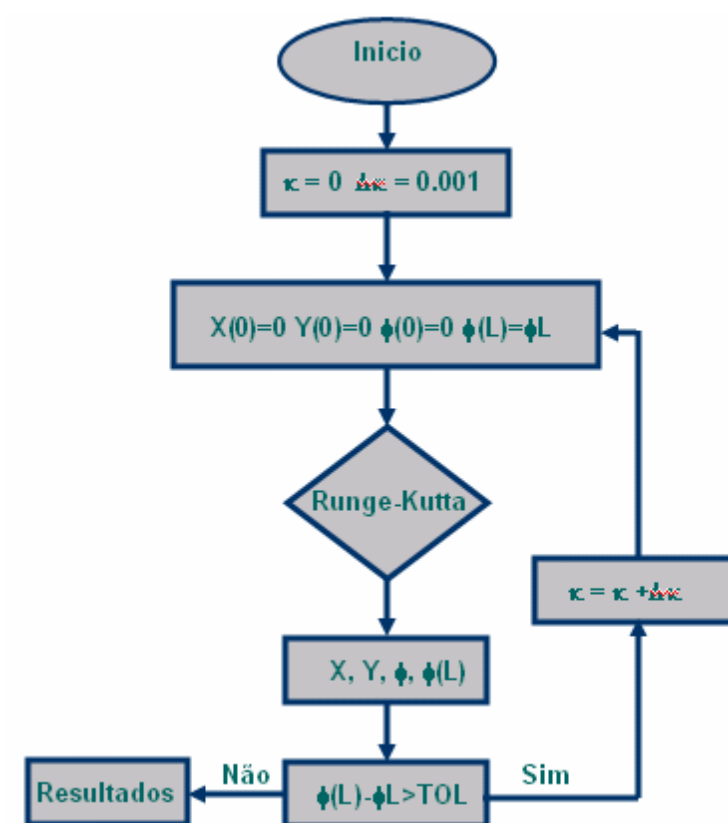


Figura V.11 – Fluxograma do programa Runge-Kutta.

### V.3.3 Modelo

O exemplo utilizado é apresentado na Figura V.12. Foi considerada uma linha flexível de 3,2 m de comprimento, com 4” (101,6 mm) de diâmetro interno, com um *bend stiffener* de 1,9 m de comprimento (0,2 m cilíndrico e 1,7 m cônico), com raio mínimo igual ao raio externo da linha flexível (0,078 m) e raio máximo igual de 0,325 m.



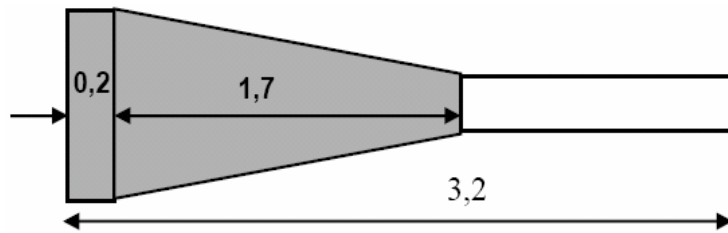


Figura V.12 – Modelo do segmento linha flexível - *bend stiffener*.

O carregamento aplicado na extremidade da linha flexível varia de 62,5 a 500 kN sempre com uma rotação máxima de  $45^\circ$  na extremidade. A rigidez da linha é constante e igual a:  $EI = 3,95 \text{ KN/ m}^2$ . O módulo de Young do poliuretano do *bend stiffener* foi assumido também constante e equivalente ao módulo recante a 10 % de deformação ( $45.000 \text{ kN/m}^2$ ).

A seguir são apresentadas as comparações entre o modelo numérico implementado e o sistema ANFLEX de propriedade da Petrobras.

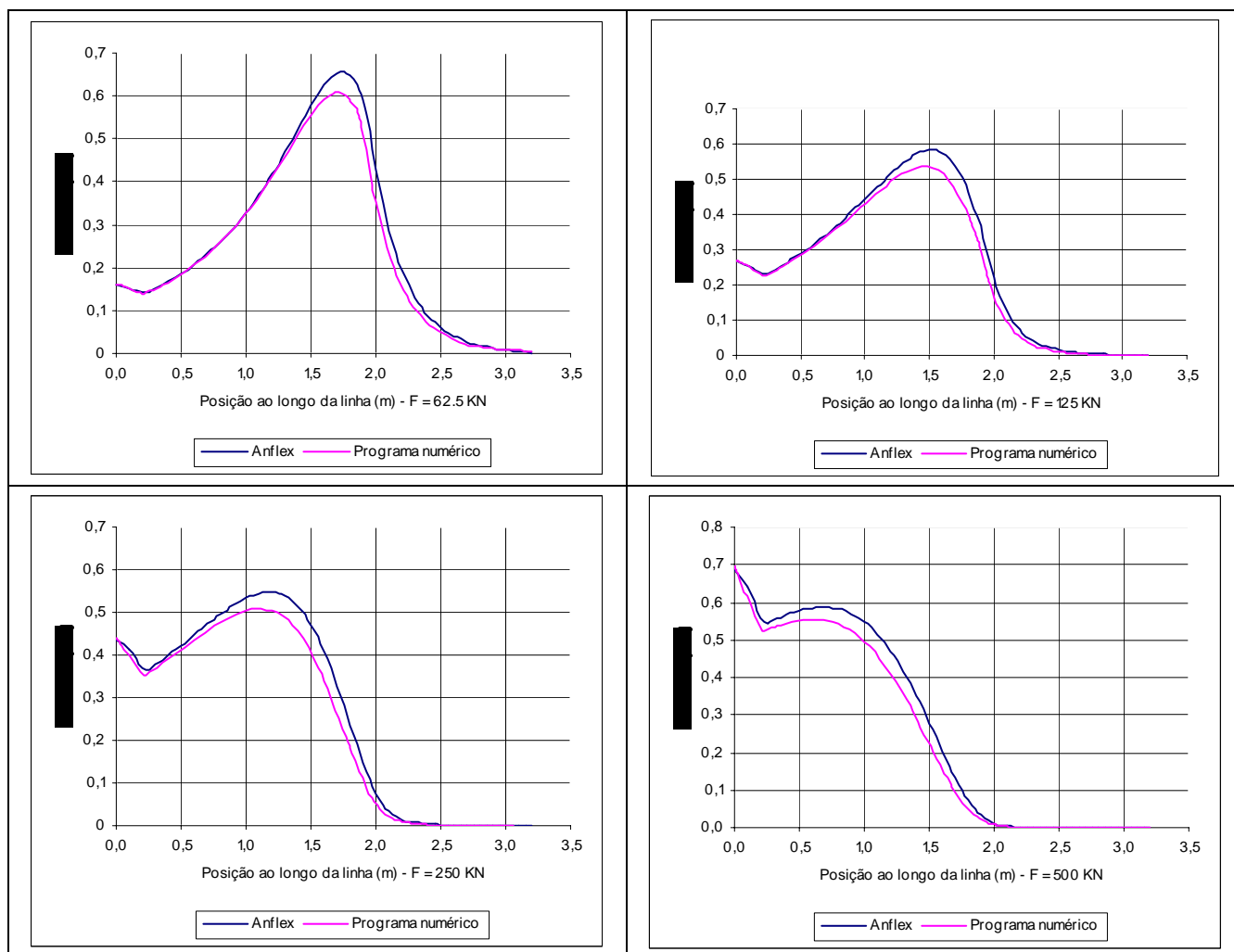


Figura V.13 - Variação da curvatura – Comparação modelo numérico com modelo de elementos finitos (ANFLEX).

Pode-se observar pela Figura V.13, para todos casos de carga analisados os valores da curvatura obtidos pelo programa de elementos finitos (ANFLEX) são maiores comparados com os valores obtidos pelo programa numérico (Runge-Kutta). Conclui-se então que o segmento do modelo de elementos finitos possui rigidez à flexão menor.

## **CAPÍTULO VI - APLICAÇÃO DE ANÁLISE DE FLEXÃO DE UMA LINHA FLEXÍVEL PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

### **VI.1 Introdução**

Neste capítulo, foi modelada através do programa RiserTools uma linha flexível de 2,5” ( $D_{int} = 63.2\text{mm}$ ) estudada por WITZ (1996) para a análise de resposta da linha flexível submetida à flexão.

### **VI.2 Aplicação**

Além das características apresentadas na Tabela VI.1 da linha flexível, foram tomadas as propriedades físicas informadas por WITZ (1996): a grilamida possui módulo de Young de 284MPa, o *Rilsan*® 301MPa e a fita de fábrica 300MPa na direção circunferencial e 600MPa na direção axial. O coeficiente de Poisson de todos os materiais poliméricos foi assumido como 0,3. Para os metais, tomou-se um módulo de Young de 207000MPa e coeficiente de Poisson de 0,3.

Tabela VI.1 – Principais características da linha flexível de 2,5” (WITZ, 1996).

<i>Camada (Material)</i>	<i>Propriedades geométricas</i>
Carcaça intertravada (AISI 304)	Espessura = 3,5mm Número de arames = 1 Ângulo de assentamento = +87,3° Área = 19,6mm <sup>2</sup> , Inércia <sup>†</sup> = 20,0mm <sup>4</sup>
Plástico interno (Grilamida, PA 12)	Espessura = 4,9mm
Armadura de pressão (FI 15)	Espessura = 6,2mm Número de arames = 1 Ângulo de assentamento = +85,5° Área = 51,5mm <sup>2</sup> , Inércia <sup>†</sup> = 100,0mm <sup>4</sup> , perfil zeta
Plástico antidesgaste (Rilsan®, PA 11)	Espessura = 1,5mm
Armadura interna de tração (FI 41)	Espessura = 3,0mm Número de arames = 40 Ângulo de assentamento = -35,0° Área = 18,0mm <sup>2</sup> , Inércia <sup>†</sup> = 13,5mm <sup>4</sup> , perfil retangular
Plástico antidesgaste (PA 11)	Espessura = 1,5mm
Armadura externa de tração (FI 41)	Espessura = 3,0mm Número de arames = 44 Ângulo de assentamento = +35,0° Área = 18,0mm <sup>2</sup> , Inércia <sup>†</sup> = 13,5mm <sup>4</sup> , perfil retangular
Fita de fábrica (PA 11)	Espessura = 0,5mm
<sup>†</sup> Menor inércia (inércia normal) do(s) arame(s) que constitui(em) a camada.	

### VI.2.1 Malhas de elementos finitos utilizadas

Na Tabela VI.2, são apresentadas as malhas utilizadas na análise das linhas de 2,5” (WITZ, 1996). A menor malha adotada, seguindo orientações do próprio programa

ANSYS® (ANSYS, 2000), possui 24 divisões circunferenciais, isto é, cada elemento representa 15° da circunferência dos cilindros gerados.

Tabela VI.2 – Malhas geradas para análise da linha de 2,5”.

<i>Malha<sup>†</sup></i>	<i>Número de nós</i>	<i>Número de elementos</i>				<i>Número de g. l.</i>
		<i>Casca</i>	<i>Pórtico</i>	<i>Contato</i>	<i>Total</i>	
24x24	4800	3792	1152	4032	8976	28800
30x30	7440	5820	1800	6300	13920	44640
36x36	10656	8280	2592	9072	19944	63936
40x40	13120	10120	3200	11200	24520	78120
44x44	15840	12232	3872	13552	29656	95040
<sup>†</sup> Número de divisões circunferenciais x Número de divisões longitudinais por passo da armadura externa de tração.						

A Figura VI.1 ilustra uma das malhas geradas para a análise de flexão da linha flexível de 2,5”.

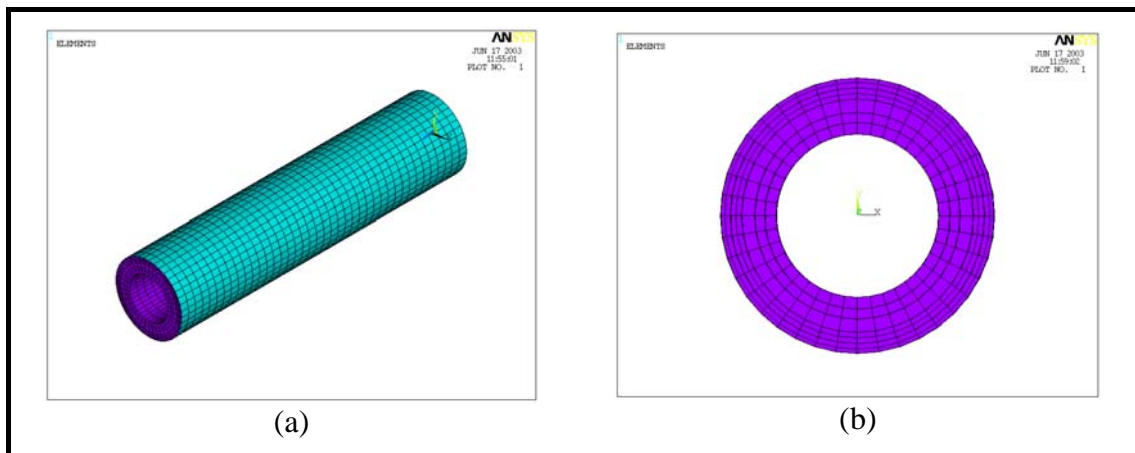


Figura VI.1 – Vistas de uma das malhas utilizadas na análise da linha flexível de 2,5” (40x40): (a) isométrica; e (b) frontal.

A Tabelas VI.3 apresenta as propriedades equivalentes calculadas através das Eqs. (III.6) a (III.8), (III.13) e (III.14) para a carcaça intertravada e a armadura de pressão da linha proposta. Essas propriedades são válidas para todas as malhas.

Tabela VI.3 – Propriedades equivalentes da carcaça intertravada e da armadura de pressão da linha de 2,5”.

<i>Camada</i>	<i>Espessura</i>	<i>Fator de compacidade</i>	<i>Módulo de Young</i>	<i>Fatores de correção</i>	
				<i>Tensões de Membrana</i>	<i>Tensões de Flexão</i>
Carcaça intertravada	2,516mm	0,517	163600MPa	1,222	1,700
Armadura de pressão	2,238mm	0,215	223500MPa	0,926	2,572

A Tabela VI.4 indica as propriedades calculadas pelas Eqs. (III.22) para as armaduras de tração da linha flexível. Por fim, a Tabela VI.5 apresenta as rigidezes normais de contato obtidas pelas Eqs. (III.26) e (III.27).

Tabela VI.4 – Propriedades equivalentes dos arames das armaduras de tração da linha de 2,5”.

<i>Malha</i>	<i>Armadura interna de tração</i>				<i>Armadura externa de tração</i>			
	$\frac{n_{ar}}{n_{dc}}$	<i>Área</i>	<i>Inércia</i>		$\frac{n_{ar}}{n_{dc}}$	<i>Área</i>	<i>Inércia</i>	
			<i>Normal</i>	<i>Binormal</i>			<i>Normal</i>	<i>Binormal</i>
24x24	1,667	30,0mm <sup>2</sup>	22,5mm <sup>4</sup>	90,0mm <sup>4</sup>	1,833	33,0mm <sup>2</sup>	24,8mm <sup>4</sup>	99,0mm <sup>4</sup>
30x30	1,333	24,0mm <sup>2</sup>	18,0mm <sup>4</sup>	72,0mm <sup>4</sup>	1,467	26,4mm <sup>2</sup>	19,8mm <sup>4</sup>	79,2mm <sup>4</sup>
36x36	1,111	20,0mm <sup>2</sup>	15,0mm <sup>4</sup>	60,0mm <sup>4</sup>	1,222	22,0mm <sup>2</sup>	16,5mm <sup>4</sup>	66,0mm <sup>4</sup>
40x40	1,000	18,0mm <sup>2</sup>	13,5mm <sup>4</sup>	54,0mm <sup>4</sup>	1,100	19,8mm <sup>2</sup>	14,9mm <sup>4</sup>	59,4mm <sup>4</sup>
44x44	0,909	16,4mm <sup>2</sup>	12,3mm <sup>4</sup>	49,1mm <sup>4</sup>	1,000	18,0mm <sup>2</sup>	13,5mm <sup>4</sup>	54,0mm <sup>4</sup>

Tabela V.5 – Rigidez normal dos elementos de contato utilizados nas malhas geradas para análise da linha de 2,5”.

<i>Interface</i>	<i>Rigidez normal de contato (N/mm)</i>				
	<i>24x24</i>	<i>30x30</i>	<i>36x36</i>	<i>40x40</i>	<i>44x44</i>
Carcaça intertravada – Plástico interno	15810	10120	7025	5690	4703
Plástico interno – Armadura de pressão	22840	14620	10150	8222	6795
Armadura de pressão – Plástico antidesgaste	27640	17690	12290	9950	8223
Plástico antidesgaste – Armadura interna de tração	98760	63200	43890	35550	29380
Armadura interna de tração – Plástico antidesgaste	103500	66230	46000	37260	30790
Plástico antidesgaste – Armadura externa de tração	108200	69260	48100	38960	32200
Armadura externa de tração – Plástico externo	665900	426100	295900	239700	198100

## VI.2.2 Análise de flexão

### VI.2.2.1 Metodologia

A linha flexível de 2,5” submetida à flexão foi analisada do seguinte modo: primeiramente, escolhe-se, a malha mais adequada dentre as apresentadas na Tabela VI.2 para dar seqüência ao estudo. Nessas análises, consideram-se não-linearidades geométricas.

### VI.2.2.2 Escolha da malha para análise

Um momento fletor, na direção X, de 2,1kNm, análogo ao considerado por WITZ (1996), é imposto a cada malha da Tabela V.4.

Essa carga é aplicada em uma das extremidades da linha flexível (extremidade final) em 10 incrementos iguais a 0,21kNm. Considera-se um número máximo de 40 iterações por incremento de carga. Para evitar a hipostaticidade do modelo, a extremidade oposta à de aplicação da carga tem seus deslocamentos e rotações restringidos. A Figura VI.2 ilustra vistas de uma das malhas elaboradas.

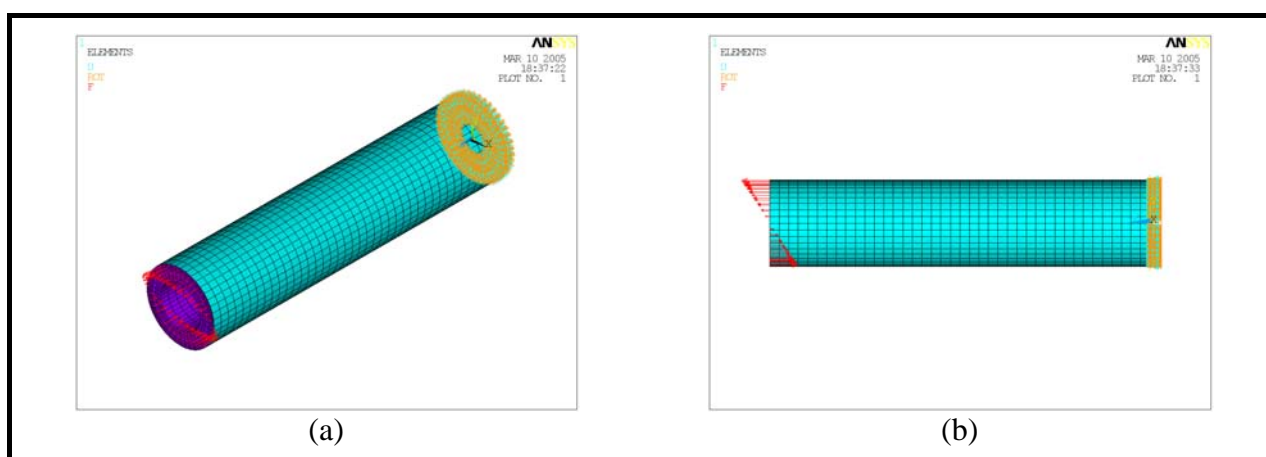


Figura VI.2 – Condições de contorno e cargas aplicadas na análise de flexão da linha flexível de 2,5”: (a) vista isométrica da malha 40x40; (b) vista lateral da malha 40x40.



A Figura VI.3 ilustra a distribuição de deslocamentos verticais (direção  $Y$ ) prevista através da malha 40x40.

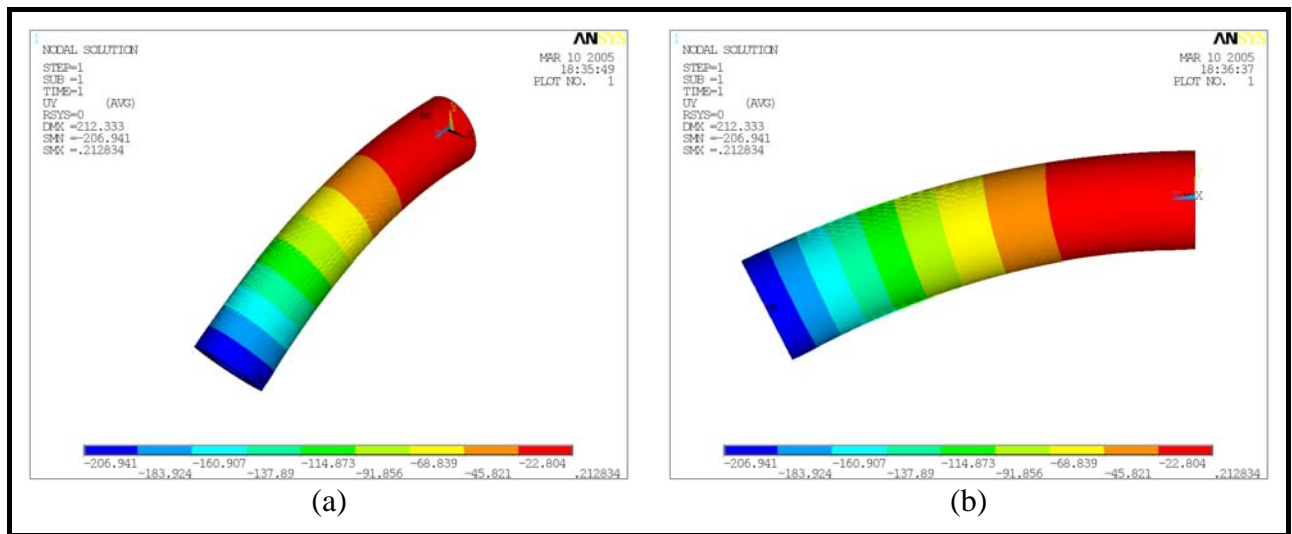


Figura VI.3 – Deslocamentos verticais, em mm, devidos ao momento fletor de 2,1kNm na linha de 2,5” (malha 40x40): (a) vista isométrica; e (b) vista lateral.

A Figura VI.4 exibe, para o máximo momento fletor imposto, a variação de curvatura ao longo da linha flexível para cada malha analisada.

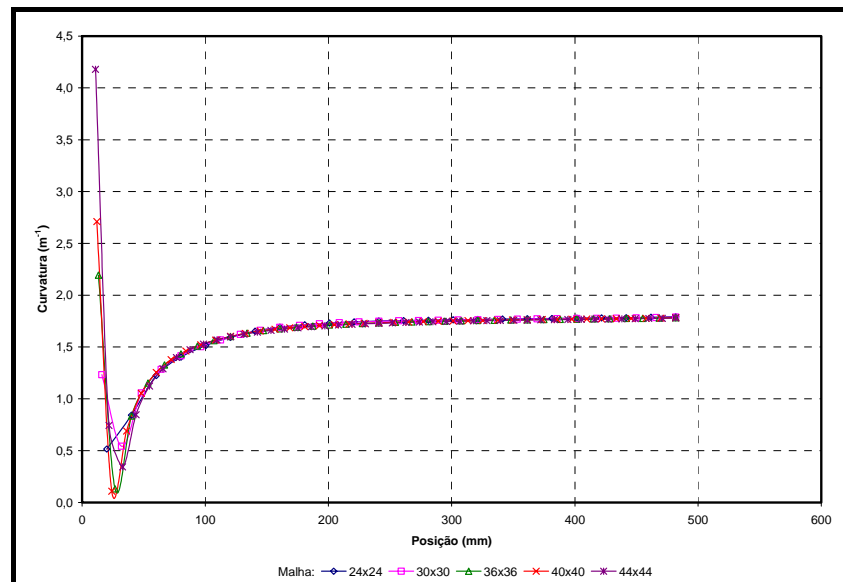


Figura VI.4 – Variação da curvatura ao longo do comprimento da linha flexível de 2,5” devida ao momento fletor de 2,1kNm: efeito do grau de refinamento do modelo proposto.

Essa figura mostra que, em todas as malhas consideradas, a curvatura da linha flexível sofre forte variação em seções próximas à extremidade engastada. À medida, porém, que se observam seções mais afastadas dessa extremidade, nota-se que a curvatura tende a um valor constante. Assim, fica clara a existência de uma região, com comprimento considerável, na qual a resposta da estrutura é perturbada pelas condições de contorno impostas.

Além disso, as respostas previstas pelas diferentes malhas de elementos finitos foram praticamente coincidentes. Há diferenças, apenas, nas seções próximas à extremidade engastada.

A Figura VI.5, por sua vez, apresenta a variação, com o momento fletor aplicado, da curvatura associada à seção extrema da linha flexível. Percebe-se que, apesar das não-linearidades consideradas, a resposta da linha flexível foi linear e não existem diferenças significativas entre as relações momento vs curvatura previstas pelas diferentes malhas. A Tabela VI.6 apresenta as rigidezas à flexão obtidas, comparando-as à rigidez à flexão das camadas poliméricas isoladamente.

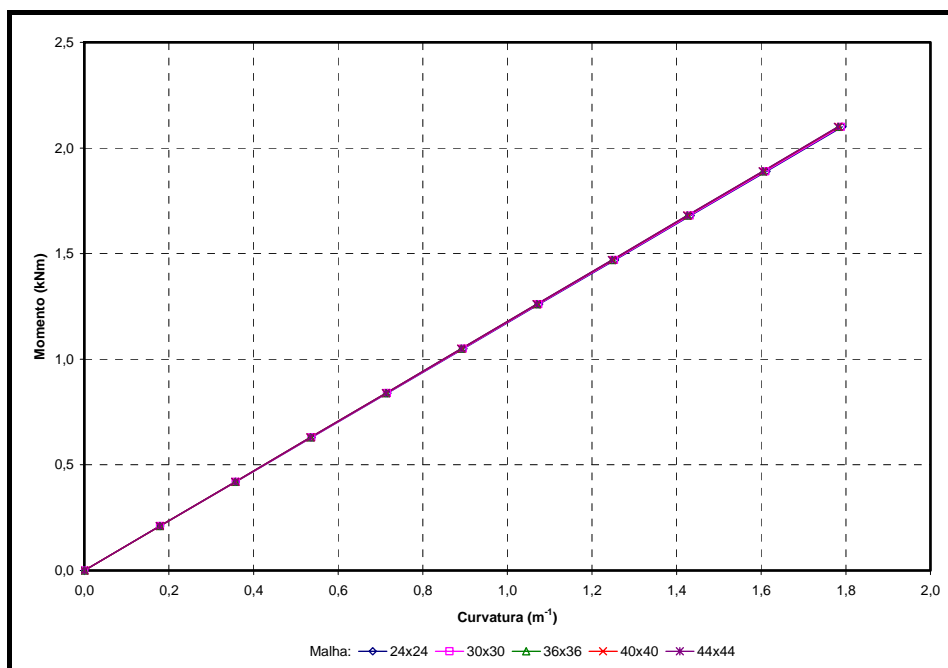


Figura VI.5 – Variação da curvatura na linha flexível de 2,5'' com o momento fletor aplicado: efeito do grau de refinamento do modelo proposto.

Tabela VI.6 – Rigidez à flexão da linha flexível de 2,5'' estimada através de malhas de elementos finitos com diferentes graus de refinamento e comparação com a rigidez à flexão das camadas poliméricas.

<i>Malha</i>	(1) $M_X / \kappa_X$	$\frac{(EI)_{pol}}{(1)}^{\dagger}$
24x24	1172Nm <sup>2</sup>	0,627
30x30	1174Nm <sup>2</sup>	0,626
36x36	1178Nm <sup>2</sup>	0,624
40x40	1178Nm <sup>2</sup>	0,624
44x44	1179Nm <sup>2</sup>	0,623
$^{\dagger} (EI)_{pol} = 735\text{Nm}^2$		

Essa tabela, refletindo o exposto na Figura VI.5, aponta valores para as rigidezas à flexão praticamente coincidentes. Além disso, indica que aproximadamente 62% da

rigidez à flexão da linha deve-se à rigidez das camadas poliméricas, ou seja, para este tipo de carregamento a correta avaliação das propriedades físicas dessas camadas é fundamental.

Cabe observar, nesse ponto, as deformações que se desenvolvem nas camadas poliméricas. Na Figura VI.6, são apresentadas as deformações obtidas através da malha 40x40. Essa figura indica distribuições de deformações bastante semelhantes em todas as camadas. Os valores das deformações, entretanto, são distintos. Quanto mais externa a camada polimérica, maior a deformação imposta pela flexão.



A Figura VI.7, por sua vez, detalha a distribuição dessas deformações ao longo da seção central de cada uma das camadas poliméricas para cada malha considerada. Nos gráficos dessa figura, os valores das deformações são normalizados com o valor-limite indicado pela API SP 16J (1997), isto é, 7,7%.

Nessa figura, nota-se que as distribuições obtidas por todas as malhas foram praticamente coincidentes. Além disso, percebe-se que, à exceção da camada plástica interna, a deformação-limite foi consideravelmente excedida em todas as outras camadas.

No que diz respeito às tensões na carcaça intertravada e na armadura de pressão, em todas as análises realizadas, elas se mostraram praticamente nulas assim como as tensões normais nas armaduras de tração. Por outro lado, as tensões normais e binormais de flexão nos arames das armaduras de tração são bastante significativas.

As Figuras VI.8(a) e VI.8(b) apresentam, respectivamente, as distribuições de tensões normais e binormais de flexão ao longo da seção central da armadura interna de tração obtidas através das diferentes malhas de elementos finitos propostas. As Figuras VI.8(c) e VI.8(d) destacam as mesmas distribuições, porém para a armadura externa de tração. Essas tensões foram tomadas nas fibras mais externas dos arames das armaduras de tração e, além disso, em todos os gráficos apresentados, foram normalizadas com a tensão de escoamento do material que constitui essas camadas (1100MPa).

Os gráficos apresentados na Figura VI.8 não mostram variações significativas nas tensões de flexão previstas pelas diferentes malhas e, também, entre os arames da armadura interna e da armadura externa de tração. Observa-se que as tensões normais de flexão têm forma co-senoidal e as binormais de flexão têm distribuição senoidal. Além

disso, a máxima tensão normal de flexão é aproximadamente 50% superior à máxima tensão binormal.

A Figura VI.9, por sua vez, exibe as distribuições das tensões de flexão ao longo de um arame da armadura interna e de outro da armadura externa de tração. As Figuras VI.9 (a) e VI.9 (b) destacam, respectivamente, a distribuição das tensões normais e binormais de flexão ao longo do arame da armadura interna de tração. As Figuras VI.9 (c) e VI.9 (d) lidam com as mesmas distribuições no arame da armadura externa de tração.

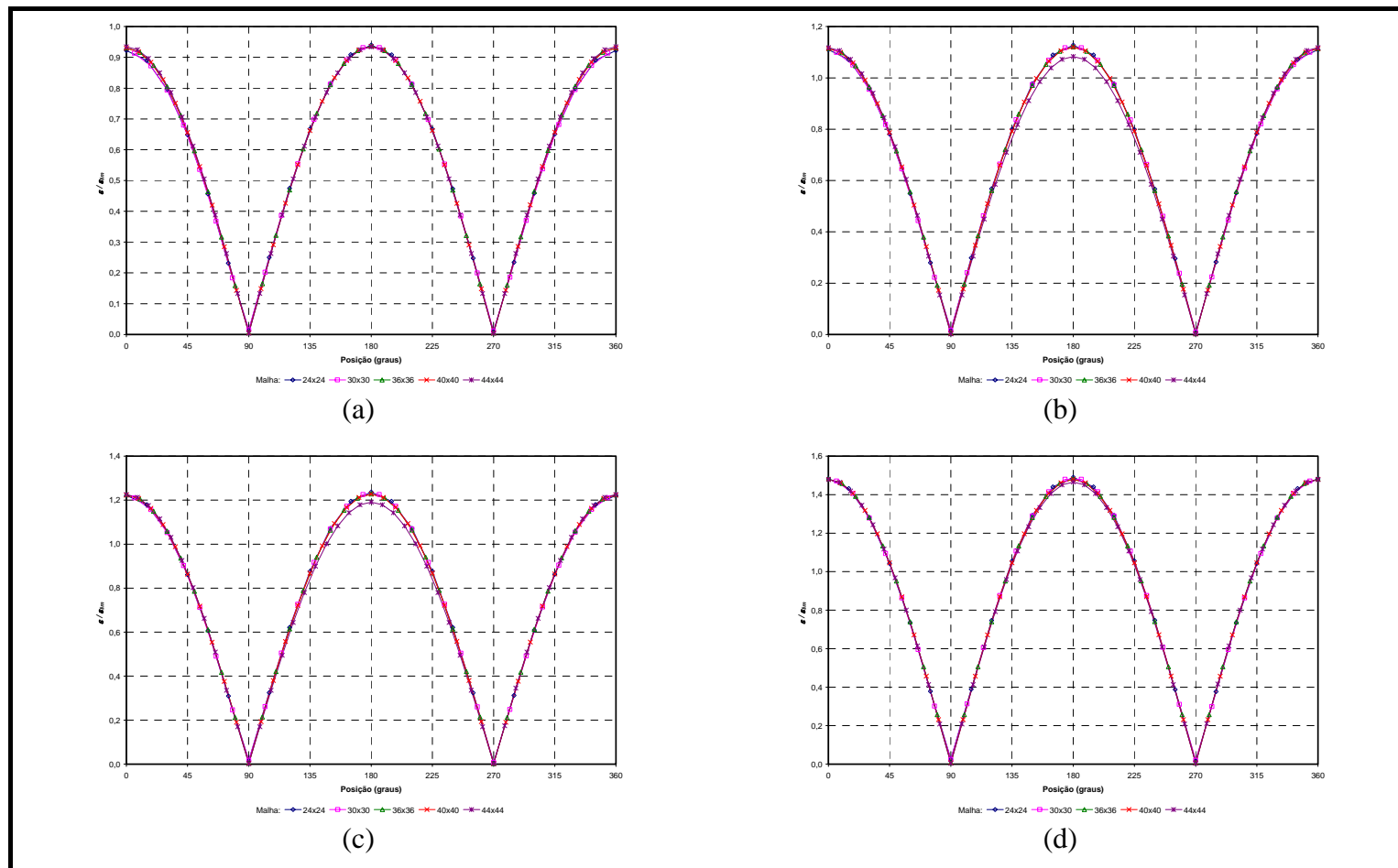


Figura VI.7 – Variação das deformações de Von Mises na seção central das camadas poliméricas da linha flexível de 2,5'' sob flexão pura (2,1kNm) e para diferentes malhas de elementos finitos: (a) camada plástica interna; (b) camada plástica antidesgaste sobre a armadura de pressão; (c) camada plástica antidesgaste entre as armaduras de tração; e (d) camada plástica externa. Valores normalizados com a tensão-limite admitida.



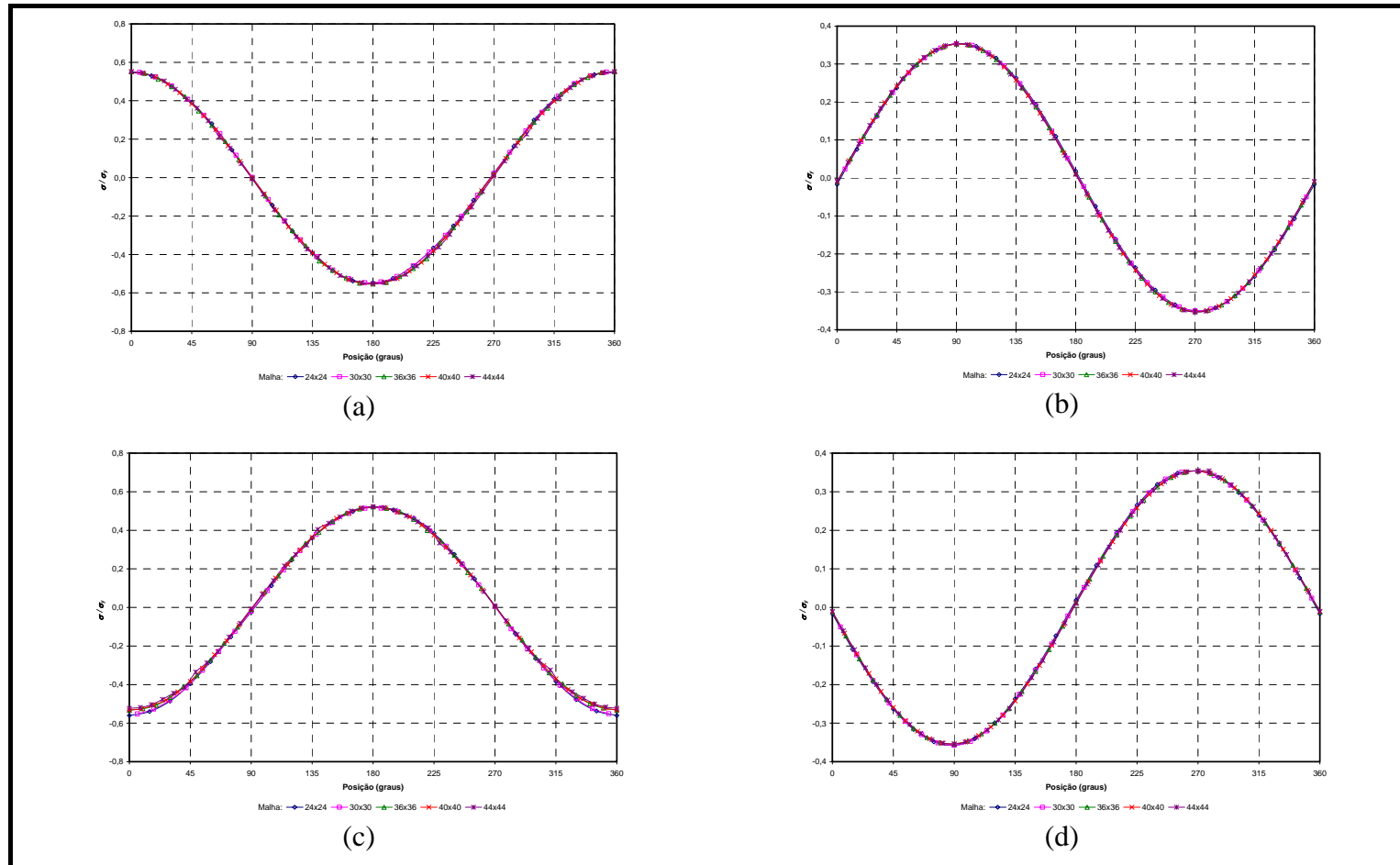


Figura VI.8 – Variação, na seção central das armaduras de tração da linha flexível de 2,5” sob flexão pura (2,1kNm) e para diferentes malhas de elementos finitos, das tensões: (a) normais de flexão na armadura interna; (b) binormais de flexão na armadura interna; (c) normais de flexão na armadura externa; e (d) binormais de flexão na armadura externa. Valores normalizados com a tensão de escoamento.

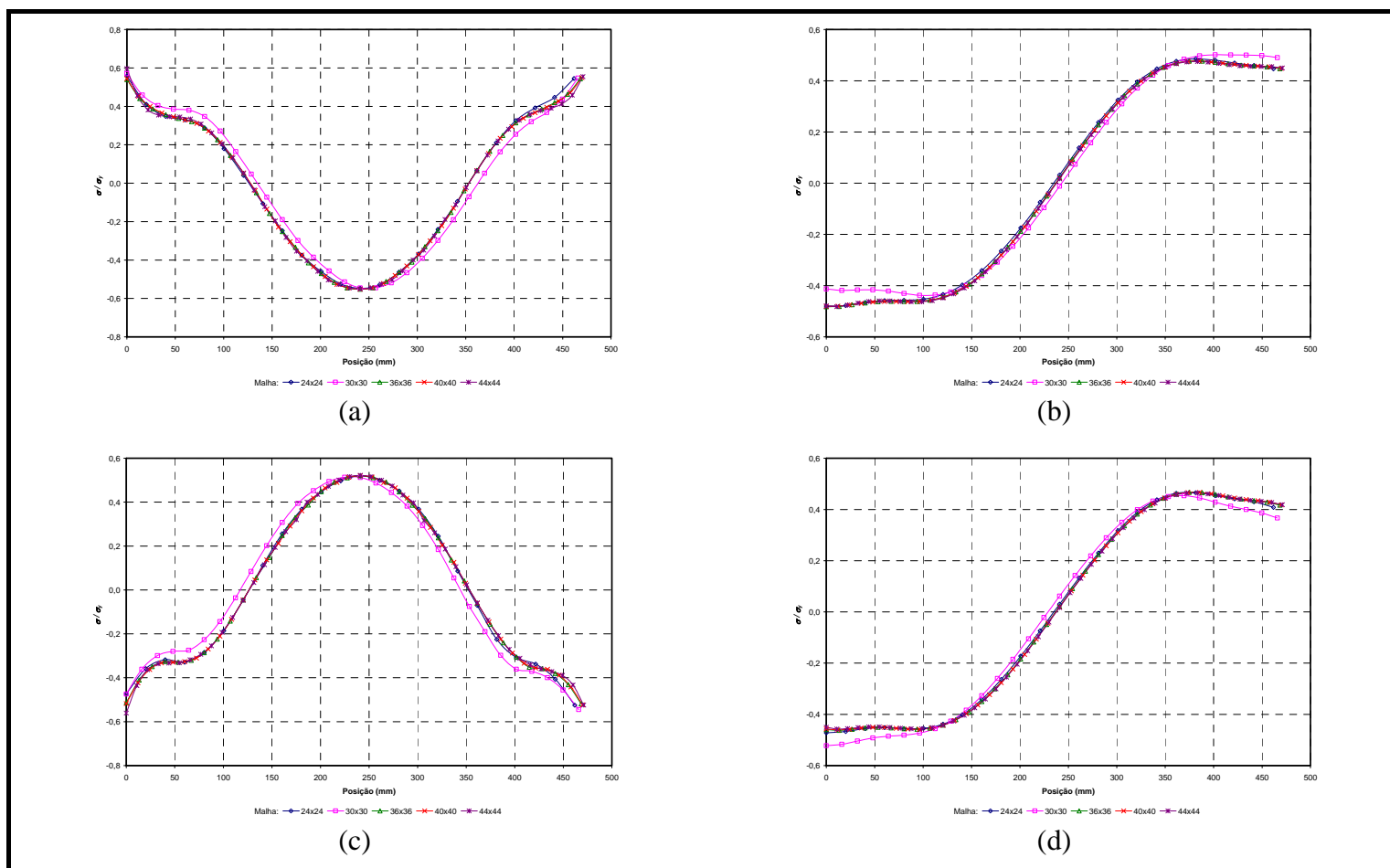


Figura VI.9 – Variação, nas armaduras de tração da linha flexível de 2,5” sob flexão pura (2,1kNm) e para diferentes malhas de elementos finitos, das tensões: (a) normais de flexão ao longo de um arame da armadura interna; (b) binormais de flexão ao longo de um arame da armadura interna; (c) normais de flexão ao longo de um arame da armadura externa; e (d) binormais de flexão ao longo de um arame da armadura externa. Valores normalizados com a tensão de escoamento.

Os gráficos da Figura VI.9 deveriam representar as distribuições de tensões apresentadas na Figura VI.8, uma vez que cada posição ao longo da linha, na realidade, corresponde a uma posição angular dessa figura. Por exemplo, na armadura externa de tração, a posição 0mm corresponde a  $0^\circ$ , a posição linear seguinte corresponderia à posição angular  $360^\circ / n_{dc}$  e assim por diante. Nota-se, entretanto, que as tensões normais de flexão observadas nas extremidades das malhas são claramente perturbadas pelas condições de contorno impostas. O mesmo ocorre com as tensões binormais de flexão.

Conclui-se, portanto, que são necessárias malhas mais longas do que as inicialmente adotadas para a correta representação do comportamento à flexão da linha flexível.

Deste modo, são novamente consideradas malhas 40x40 com comprimento igual a dois ou três passos da armadura externa de tração. Nessas malhas, o momento fletor de 2,1kNm é aplicado em 10 incrementos de carga iguais a 0,21kNm e as mesmas condições de contorno descritas anteriormente são consideradas.

A Figura VI.10 mostra vistas das distribuições de deslocamentos verticais obtidas com estas malhas. Essa figura aponta que as malhas com dois e três passos de comprimento têm distribuições de deslocamento com forma muito parecidas.

A Figura VI.11 destaca as variações de curvatura ao longo da linha flexível obtidas com as diferentes malhas propostas.

Essa figura indica uma região sob influência das condições de contorno, nas duas malhas propostas, com o mesmo comprimento daquela observada na malha com um passo de comprimento. Essa região possui aproximadamente 300mm de

comprimento e é equivalente a, aproximadamente, meio passo da armadura externa de tração. Assim, a malha com dois passos de comprimento possui um passo e meio de comprimento livre de efeitos de extremidade, enquanto a malha com três passos de comprimento tem dois passos e meio.

Nas regiões livres dos efeitos de extremidade, a distribuição de curvaturas é praticamente constante e os valores obtidos são muito próximos em todas as malhas consideradas. A Figura VI.12 destaca a variação da curvatura com o momento fletor aplicado à linha nessa região livre de efeitos de extremidade. Nota-se, nessa figura, que as variações são realmente muito próximas, o que leva a rigidezas à flexão com pequenas diferenças entre si, conforme apontado na Tabela VI.7.

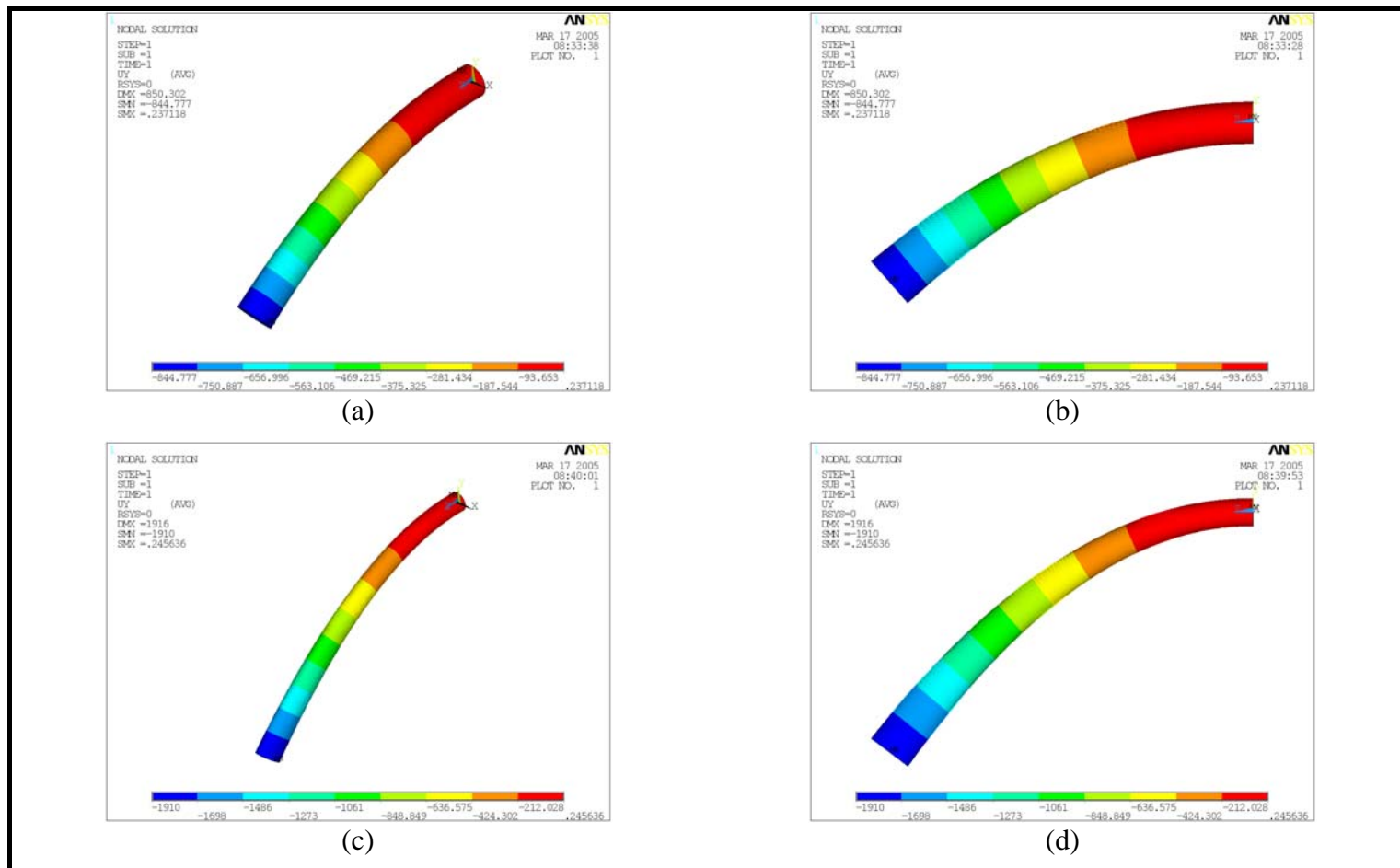


Figura VI.10 – Deslocamentos verticais, em mm, devidos ao momento fletor de 2,1kNm na linha de 2,5”: (a) vista isométrica da malha 40x40x2; (b) vista lateral da malha 40x40x2; (c) vista isométrica da malha 40x40x3; e (d) vista lateral da malha 40x40x3.

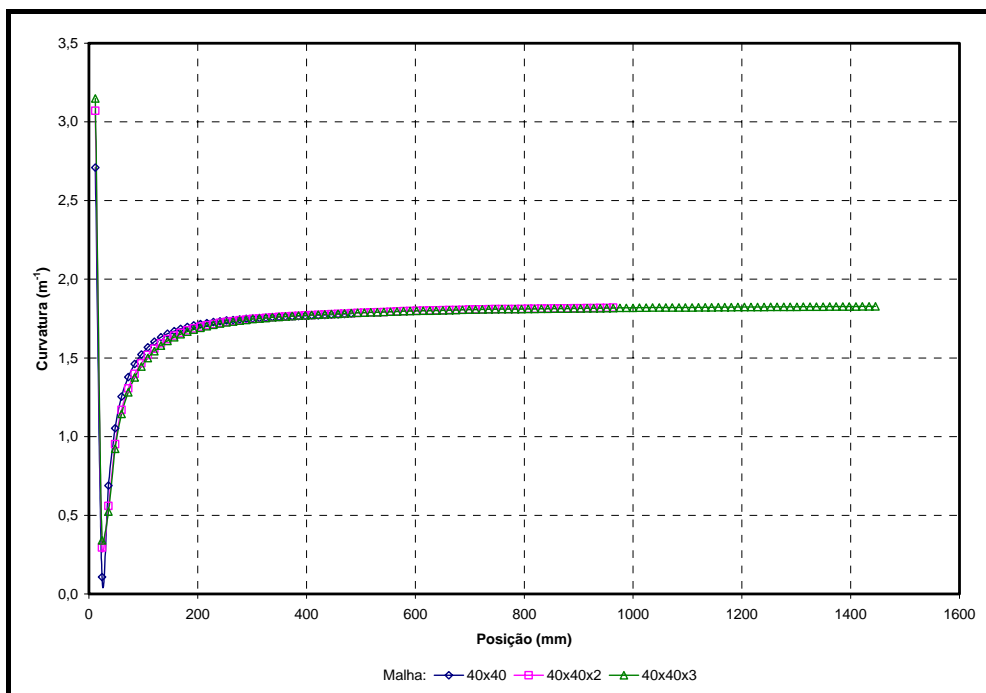


Figura VI.11 – Variação da curvatura ao longo do comprimento da linha flexível de 2,5'' devida ao momento fletor de 2,1kNm: efeito do comprimento da malha adotada.

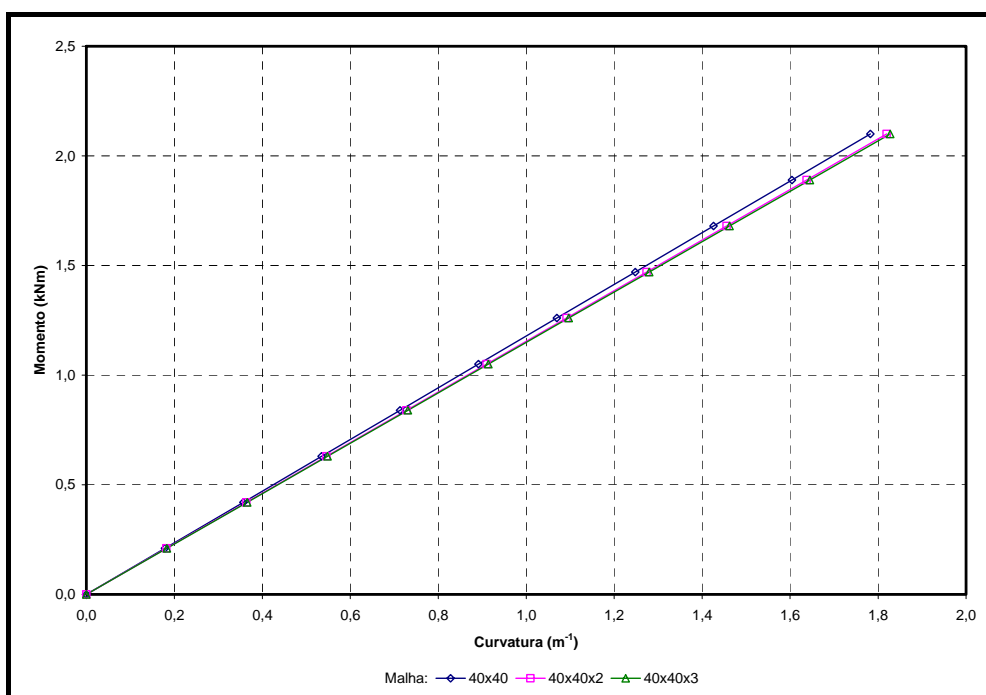


Figura VI.12 – Variação da curvatura na linha flexível de 2,5'' com o momento fletor aplicado: efeito do comprimento da malha de elementos finitos.

Tabela VI.7 – Rigidez à flexão da linha flexível de 2,5” estimada através de malhas de elementos finitos com diferentes comprimentos.

<i>Malha</i>	(1) $M_X / \kappa_X$	$\frac{(EI)_{pol}}{(1)}^\dagger$
40x40	1178Nm <sup>2</sup>	0,624
40x40x2	1154Nm <sup>2</sup>	0,637
40x40x3	1149Nm <sup>2</sup>	0,640
$^\dagger (EI)_{pol} = 735\text{Nm}^2$		

A Tabela VI.7 também indica, ratificando os resultados apresentados na Tabela VI.6, a grande participação das camadas poliméricas na rigidez à flexão da linha flexível.

As deformações obtidas nas camadas poliméricas através das malhas mais longas têm distribuições semelhantes às apresentadas nas Figuras VI.6 e VI.7. Desta maneira, a Tabela VI.8 apresenta apenas os valores máximos encontrados para essas deformações na seção central da linha flexível. Essa tabela aponta pequenas variações nesses valores, sendo os obtidos através da malha 40x40x2 levemente superiores aos demais.

Pelas mesmas razões, a Tabela VI.9 destaca apenas as máximas tensões normais e binormais de flexão na seção central das armaduras interna e externa de tração da linha flexível. Essa tabela mostra grandes variações nas tensões de flexão calculadas através da malha 40x40 em relação às demais. Na armadura interna de tração, a máxima tensão normal de flexão calculada pela malha 40x40x2 é 32% superior à obtida pela malha 40x40 e apenas 3,3% superior à estimada pela malha 40x40x3. No que diz respeito à tensão binormal, essas diferenças são, respectivamente, de 14% e 0,9%. Na

armadura externa de tração, diferenças semelhantes também foram percebidas. Assim, a diferença entre as máximas tensões normais e binormais de flexão na armadura interna de tração aumenta de 57% (malha 40x40) para 82% nas malhas mais longas. Na armadura externa, esse aumento é de 47% para 77%.

A Figura VI.13 ajuda a esclarecer as razões para tais diferenças. Nela, são apresentadas as variações das tensões normais (Figura VI.13(a)) e binormais (Figura VI.13(b)) de flexão ao longo de um arame da armadura interna de tração e, também, as mesmas variações ao longo de um arame da armadura externa de tração (Figuras VI.13(c) e VI.13(d), respectivamente). Como na Figura VI.9, em todos os gráficos, a posição 0mm corresponde ao ponto situado na posição angular  $0^\circ$  (Figura I.3).



Tabela VI.8 – Máximas deformações de Von Mises na seção central das camadas plásticas da linha de 2,5” sob flexão (2,1kNm): efeito do comprimento da malha de elementos finitos.

<i>Malha</i>	(1) <i>Plástico interno</i>	(2) <i>Plástico antidesgaste<sup>†</sup></i>	(3) <i>Plástico antidesgaste<sup>‡</sup></i>	(4) <i>Plástico externo</i>	$\frac{(1)}{\varepsilon_{lim}} +$	$\frac{(2)}{\varepsilon_{lim}} +$	$\frac{(3)}{\varepsilon_{lim}} +$	$\frac{(4)}{\varepsilon_{lim}} +$
40x40	7,2%	8,6%	9,5%	11,4%	0,935	1,117	1,234	1,481
40x40x2	7,4%	8,8%	9,6%	11,6%	0,961	1,143	1,247	1,506
40x40x3	7,3%	8,7%	9,6%	11,6%	0,948	1,130	1,247	1,506
<sup>†</sup> Plástico sobre a armadura de pressão; <sup>‡</sup> Plástico entre as armaduras de tração; e <sup>+</sup> $\varepsilon_{lim} = 7,7\%$ .								

Tabela VI.9 – Máximas tensões normais e binormais de flexão na seção central das armaduras de tração da linha de 2,5” sob flexão (2,1kNm): efeito do comprimento da malha de elementos finitos.

<i>Malha</i>	<i>Armadura interna de tração</i>		<i>Armadura externa de tração</i>		$\frac{(1)}{\sigma_y} +$	$\frac{(2)}{\sigma_y} +$	$\frac{(3)}{\sigma_y} +$	$\frac{(4)}{\sigma_y} +$
	(1) <i>Tensão normal de flexão</i>	(2) <i>Tensão binormal de flexão</i>	(3) <i>Tensão normal de flexão</i>	(4) <i>Tensão binormal de flexão</i>				
40x40	-608,2MPa	+387,7MPa	+573,7MPa	-389,2MPa	-0,553	0,352	0,522	-0,354
40x40x2	-802,8MPa	+442,4MPa	+773,4MPa	-436,4MPa	-0,730	0,402	0,703	-0,397
40x40x3	-777,2MPa	+438,6MPa	+747,4MPa	-443,4MPa	-0,707	0,399	0,679	-0,403
<sup>†</sup> $\sigma_y = 1100\text{MPa}$ .								

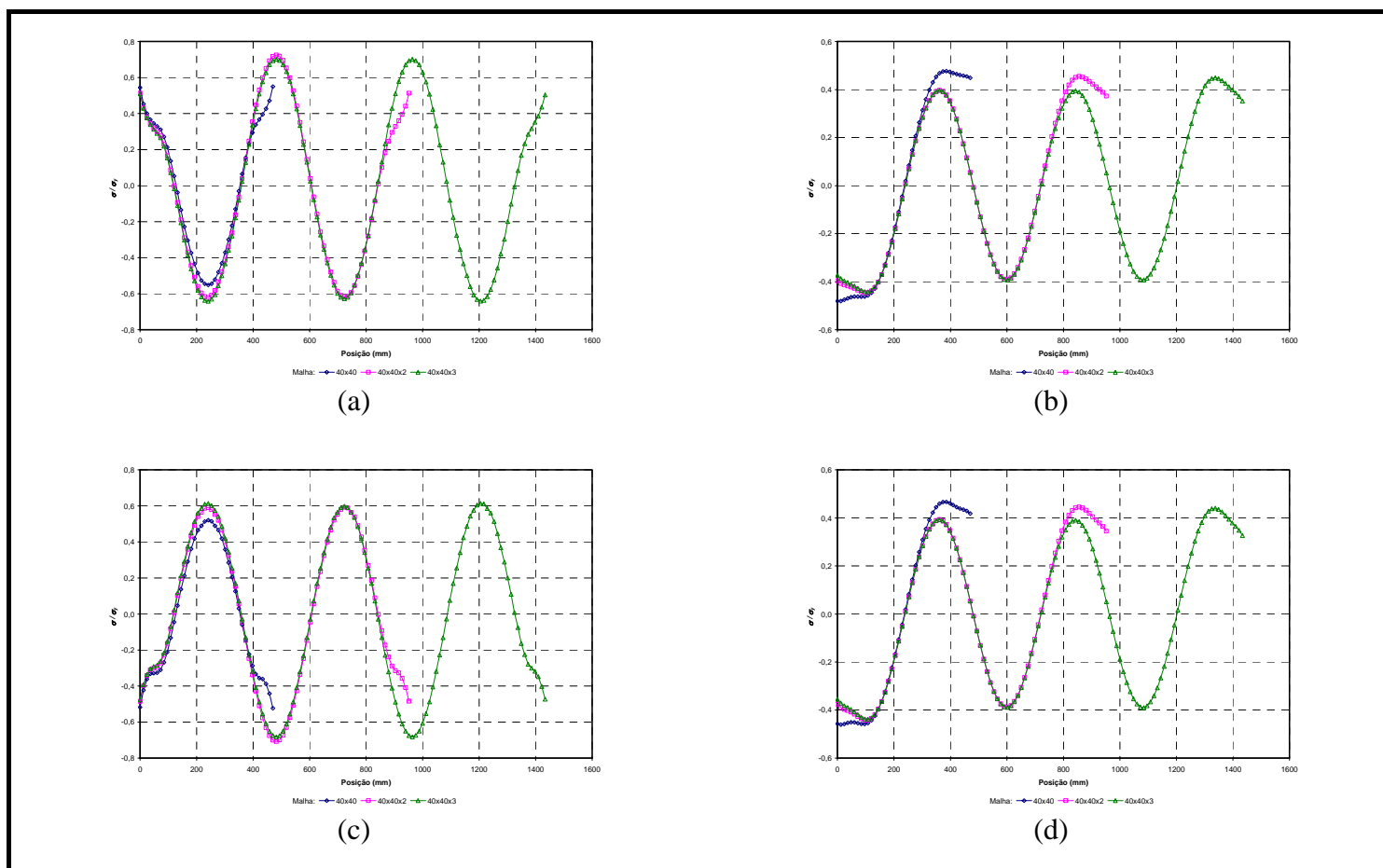


Figura VI.13 – Variação, nas armaduras de tração da linha flexível de 2,5'' sob flexão pura (2,1kNm) e para malhas com diferentes comprimentos, das tensões: (a) normais de flexão ao longo de um arame da armadura interna; (b) binormais de flexão ao longo de um arame da armadura interna; (c) normais de flexão ao longo de um arame da armadura externa; e (d) binormais de flexão ao longo de um arame da armadura externa. Valores normalizados com a tensão de escoamento.

A Figura VI.13 indica que é possível obter ciclos completos tanto da tensão normal quanto da tensão binormal de flexão ao longo dos arames da armadura interna e da armadura externa de tração para malhas com dois e três passos de comprimento sem que esses sejam afetados pelas condições de contorno aplicadas. Isto não acontece na malha com comprimento equivalente a um passo da armadura externa de tração. Assim, as tensões apontadas pelas malhas 40x40x2 e 40x40x3 são próximas e ambas divergem daquelas calculadas pela malha 40x40.

## CAPÍTULO VII - CONCLUSÕES

### VII.1 Sumário

Neste trabalho, foi apresentada uma descrição de uma linha flexível de camadas não-aderentes e um modelo de análise de linhas flexíveis baseado no método de elementos finitos. Foram também mostradas de uma maneira geral as implementações feitas no Programa RiserTools para geração e edição de malhas de elementos finitos de linhas flexíveis. Um modelo numérico para o cálculo da variação da curvatura ao longo do *bend stiffener* baseado no de viga esbelta de BOEF e OUT (1990) foi apresentado. Para testar e verificar as implementações feitas no programa RiserTools, um modelo de uma linha flexível de 2,5” submetida a cargas de flexão foi gerado no programa RiserTools e as análises para avaliar o comportamento da linha gerada foram feitas a partir do programa *ANSYS*.

### VII.2 Conclusões

Tendo em vista todos os resultados apresentados e a facilidade que o programa oferece pode-se concluir que o Programa RiserTools alcançou seus objetivos, e conclui-se a partir da aplicação, que o modelo de elementos finitos é robusto para a análise de flexão da linha flexível. O modelo, entretanto, é bastante sensível à variação do comprimento da malha a ser utilizada, principalmente no que se refere às distribuições de tensões ao longo dos arames das armaduras de tração. Assim, um comprimento mínimo equivalente a dois passos da armadura externa de tração deve ser assegurado para que as respostas obtidas estejam livres dos indesejáveis efeitos de extremidade.

### VII.3 Sugestões para trabalhos futuros

Implementar no programa RiserTools um pacote para geração da malha de *bend stiffener* e, em seguida, uma análise mais detalhada do comportamento do *bend stiffener* baseado no método de elementos finitos e comparar os resultados obtidos da variação da curvatura ao longo do *bend stiffener* com os resultados do modelo numérico apresentados nesta dissertação.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

API SP 17J, 1997, *Specification for Unbonded Flexible Pipe*, 1st ed., Washington, American Petroleum Institute.

API RP 17B, 1998, *Recommended Practice for Flexible Pipe*, 2nd ed., Washington, American Petroleum Institute.

API RP 2RD, 1998, *Design of Risers for Floating Production Systems (FPSs) and Tension-Leg Platforms (TLPs)*, 1st ed., Washington, American Petroleum Institute.

BASTIAN, F. L., 2000, “Materiais”. In: *Curso de Extensão em Tubos Flexíveis e Cabos Umbilicais*, Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro.

BEER, F. E., JOHNSTON, E. R., 1996, *Resistência dos Materiais*, 3ª ed., Makron Books.

BERGE, S., ENGSETH, A., FYLLING, I. et al., 1992, *FPS2000 / Flexible Risers and Pipes: Handbook on Design and Operation of Flexible Pipes*. Report STF70 A92006, SINTEF Structural Engineering, Trondheim, Norway.

BOEF, W.J.C., OUT, J.M.M., 1990, “Analysis of a Flexible-Riser Top Connection With Bend Restrictor”. In. *Proceedings of the 22nd Offshore Technology Conference OTC 6436*, Houston, Texas, U.S.A.

COFLEXIP. Coflexip-Stena Offshore. Informações sobre os produtos disponibilizados por este fabricante de linhas flexíveis. Disponível em <http://www.coflexipstenaoffshore.com>. Consultado em 9 de abril 2002.

CRUZ, F. T. L., 1996, “Análise Estrutural de Linhas Flexíveis pelo Método dos Elementos Finitos.” Tese de M.Sc., EPUSP, São Paulo, SP, Brasil.

- GERE, J. M., WEAVER, W., 1981, “Análise de Estruturas Reticuladas”, Rio de Janeiro Editora Guanabara Dois S. A.
- JIANG, S., 2000, “Isolamento Térmico de Tubos Flexíveis”. In: *Curso de Extensão em Tubos Flexíveis e Cabos Umbilicais*, Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro.
- KIEPPER, B. O., 2004, “Análise Estrutural Estática, via Elementos Finitos, do Segmento Tubo Flexível - Bend Stiffener”; Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ/PENQ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- LEMOS, C. A. D., 2005, “Análise de Fadiga em Risers Flexíveis.”; Tese de D. Sc, COPPE/UFRJ/PENQ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- NOVITSKY, A., SERTÃO, S., 2002, “Flexible Pipe in Brazilian Ultra-Deepwater Fields – A Proven Solution”. In: *Proceedings of the 14th Deep Offshore Technology*, Riser Technology Symposium, New Orleans, Nov.
- PASQUALINO, I.P e NETTO, T.A., 1999, “Análise de falha de riser flexível em monobóia a 75 m na Bacia de Campos – Parte III: Resistência estrutural da região de transição conector/linha flexível. Relatório COPPETEC ET-170381, Maio.
- SOUSA, J. R. M., 1999, “Análise Numérico de Riser Flexíveis”; Tese de M. Sc, COPPE/UFRJ/PEC, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- SOUSA, J. R. M., ELLWANGER, G. B., LIMA, E. C. P., PAPALEO, A., 2002a, “An Analytical Model to Predict the Local Mechanical Behaviour of Flexible Risers Subjected to Crushing Loads”. In: *Proceedings of the XXX South American Structural Engineering Conference*, TRB-456, Brasília, May.
- SOUSA, J. R. M., ELLWANGER, G. B., LIMA, E. C. P., PAPALEO, A., 2002b, “Análise da Estabilidade de Anéis Circulares Considerando Cargas Não-Conservativas”. In: *Anais do V Congresso de Engenharia Civil*, Juiz de Fora, Setembro.

- SOUSA, J. R. M., 2005 , “Análise Local de Linhas Flexíveis pelo Método dos Elementos Finitos”; Tese de D. Sc, COPPE/UFRJ/PEC, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- TENENBLAT, K., 1988, *Introdução à Geometria Diferencial*, 1ª ed., Brasília, Ed. UnB.
- TIMOSHENKO, S. P., WOINOWSKY-KRIEGER, S., 1959, *Theory of Plates and Shells*. 2<sup>nd</sup> ed., Tokyo, McGraw-Hill Kogakusha, Ltd.
- WARD, I. M. HARDLEY, D. W., 1998, “*An Introduction to the Mechanical Properties of solide Polymer*” Jhon Wiley & Sons.
- WINEMAN, A. AND RAJOGOPAL, K. R., 2000, “Mechanical Response of Polymers Introduction.”; Cambridge University Press.
- WITZ, J. A., 1996, “A Case Study in the Cross-Section Analysis of Flexible Risers”, *Marine Structures*, v. 9, pp. 885-904.
- XAVIER, G., 2000, “Acessórios e Componentes – Apresentação do curso de extensão em Tubos Flexíveis e Cabos Umbilicais”; UFRJ/COPPE/PENO Laboratório de Tecnologia Submarina; Setembro.