

MODELAGEM ESTRUTURAL DE CARÇAÇAS INTERTRAVADAS

Lucas Lisbôa Vignoli, lucaslvig@gmail.com^{1,2}

¹DEPMC - Departamento de Engenharia Mecânica - CEFET/RJ - Av. Maracanã, 229 - Maracanã - RJ - CEP 20271-110 – Brazil

²Dep. Eng. Mecânica, Universidade Católica do Rio de Janeiro, PUC-Rio, R. Marques de São Vicente 225, Gávea, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, 22451-900

RESUMO: Carcaças intertravadas são estruturas fundamentais para o desenvolvimento tecnológico da indústria do petróleo. Elas são usadas em dutos flexíveis e em cabos umbilicais. Este trabalho tem o objetivo de modelar os mecanismos de falha atuantes nas carcaças para diferentes diâmetros. Para grandes diâmetros, como usado em dutos flexíveis, a mesma tem a função de suportar a carga gerada pela pressão externa e a falha predominante é a flambagem e para diâmetros menores, normalmente utilizadas em mangueiras termoplásticas de cabos umbilicais, a falha acontece devido à alta tensão equivalente e, conseqüentemente, o material escoar e colapsa plasticamente. O estudo analítico será comparado a resultados numéricos e experimentais.

PALAVRAS-CHAVE: carcaça intertravada, dutos flexíveis, cabos umbilicais

ABSTRACT: *Interlocked carcass are fundamental structures to the technological development to petroleum industry. They are used in flexible pipes and umbilical cables. This paper is carried out to model the interlocked carcass failure for different diameters. For large bore, as in flexible pipes, it is used to external pressure resistance and the buckling is the usual failure mechanism and for small bore, like thermoplastic hose carcass used in umbilical cables, failure happens for yield stress and plastic collapse. An analytical study will be compared with numerical and experimental results.*

KEYWORDS: *interlocked carcass, flexible pipes, umbilical cables*

INTRODUÇÃO

Na indústria do petróleo, novos estudos e tecnologias estão surgindo para atender à novas demandas. Nesse projeto, o assunto abordado é de suma importância para a indústria offshore. Carcaças intertravadas estão presentes em dutos flexíveis e umbilicais onde os fluidos passam por dentro destes. No caso dos dutos flexíveis, o fluido é o petróleo, nos umbilicais, o fluido é um líquido de acionamento, que tem por finalidade poder controlar os equipamentos que estão em operação no fundo do mar.

Estas Carcaças intertravadas têm a finalidade de suportar a pressão externa que a lâmina d'água exerce sobre o duto flexível ou umbilical. A norma API RP17B (1998) determina que a carcaça seja projetada de forma a suportar toda a pressão hidrostática do projeto. Baseado nessa premissa é que os cálculos deste projeto foram realizados.

Apesar de ser projetada primariamente para as cargas de pressão externa, as carcaças intertravadas também tem por finalidade resistir qualquer tipo de carregamento radial externo. Um outro carregamento que também será avaliada é o imposto pelas sapatas durante a instalação.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

SATO et al (2013) realizaram um estudo numérico da carga de “crush” utilizando um quarto de simetria da seção e levando em consideração todas as camadas e compararam os resultados com testes experimentais em

escala real. Os principais resultados são baseados na ovalização. Para os resultados de tensões mostrados, vale ressaltar que o uso da tensão equivalente de von Mises aplicada a polímeros gera resultados não confiáveis e poderia até ser considerado um erro teórico. Outro ponto questionável do trabalho é o refino da malha, que não foi justificado o uso de poucos elementos na espessura da carcaça intertravada e a mesma é a principal camada responsável por resistir a essa carga.

NETO e MARTINS (2012) realizaram um trabalho fundamental para o desenvolvimento do trabalho em que mostraram que o erro em desprezar o ângulo de hélice da carcaça para utilizar a simetria de um anel bem pequeno. A análise foi feita utilizando o software de elementos finitos ANSYS. Os autores também mostraram a influência da ovalização na carga de flambagem e o efeito da plasticidade.

BATRONY et al (2012) utilizaram o software UFlex para simular o efeito da carga de “crush” em umbilicais de tubos de seções transversais complexas. O UFlex mostrou representar adequadamente o umbilical e os resultados foram comparados com testes experimentais em amostras de dois tamanhos diferentes, porém em ambos os casos as amostras são inferiores a 150mm. Esse procedimento de teste pode ser questionado por deixar o deslizamento entre elementos ocorrer de forma excessiva, o que não representa as condições reais de serviço.

SAEVIK et al. (2005) apresentam uma formulação complexa com elementos finitos para análise axissimétrica de umbilicais que podem ser consideradas também cargas devido aos contatos

externos, o que torna o método especialmente útil para a análise de “crush”. O modelo considera que as propriedades das camadas são uniformes, tem algumas limitações sobre os contatos internos e só pode ser utilizado para umbilicais de tubos. Os autores desenvolveram um software comercial (Uflex) com esse modelo que apresenta uma interface simples e com boa concordância quando comparado com resultados experimentais de umbilicais de tubos, se tornando então uma ferramenta poderosa e importante para a análise do lançamento de cabos umbilicais durante a instalação.

COSTA (2003) apresenta em sua dissertação de mestrado um trabalho que se torna importante no estudo de risers sobre carregamentos radiais principalmente pela abordagem sobre a compressão radial no momento do lançamento para instalação (“crush”). Um método analítico utilizando o teorema de Castigliano que considera rigidezes equivalentes para o cálculo das deformações. As análises das cargas de “crush” se tornam mais simplificadas para dutos flexíveis do que para umbilicais pelo fato das camadas serem concêntricas e perfeitamente simétricas radialmente, já no caso de cabos umbilicais, algumas camadas não são concêntricas (tubos, mangueiras, fillers) e muitas vezes a seção transversal também não é simétrica.

SOUSA (1999) baseou sua tese em um estudo numérico para análise de tensões em risers flexíveis, foi um dos primeiros pesquisadores a usar a analogia com cascas ortotrópicas para simplificações de cálculos analíticos. Essa analogia diminui de forma representativa os esforços computacionais e serve também para simplificar os modelos analíticos. Uma abordagem analítica sobre o “crush” também foi feita utilizando a teoria de vigas curvas hiperestáticas para lançamentos com 3 e 4 sapatas.

JÚNIOR (2011) apresentou uma revisão bibliográfica de métodos utilizados para anéis e tubos sob pressão externa, como formulado por TIMOSHENKO et al. (1961), de modo a introduzir aos métodos básicos utilizados. O estudo avaliou a influência do passo e da ovalização na pressão de colapso e posteriormente mostrou uma análise de tensões, comparando com o critério de von Mises, o que até então era pouco utilizado, focando a atenção não apenas na falha por flambagem mas também na falha por escoamento.

SILVA et al. (2012) tiveram como principal objeto de estudo a utilização do método de elementos finitos, com o software Uflex, para analisar o raio mínimo de curvatura, o que é especialmente importante no ponto em que o umbilical encosta no leito submarino (touch down point), e o efeito das cargas impostas pelas sapatas utilizadas no processo de instalação pelo navio. O software apresenta resultado compatível para umbilicais de tubos, porém para umbilicais termoplásticos com carcaças intertravadas os resultados numéricos não devem ser considerados sem comparações com resultados experimentais.

SOUSA (2002) apresentou uma formulação completa para a modelagem de duto flexível sob pressão externa. Um dos principais fatores introduzidos pelo autor foi que a equação de Timoshenko poderia ser utilizada, desde que também fosse usado um fator de correção. O fato do colapso por flambagem ter um formato de coração, também foi mencionado. O grande número de dados experimentais torna a contribuição da tese insubstituível para o desenvolvimento do assunto.

NETO et al (2012) realizaram um estudo numérico sobre a diferença entre o colapso seco e o colapso molhado em um duto flexível, isto é, a influência da camada polimérica externa no cálculo da pressão de colapso da estrutura. Os autores simularam o duto inteiro, gerando um trabalho computacional demorado. O trabalho serve para a validação de modelos mais simples utilizando as simetrias para diminuir a demora da simulação.

MARTINS et al (2003) utilizaram elementos da teoria da elasticidade para formular matematicamente o aperto em dutos flexíveis durante sua instalação. Apesar de um grande rigor matemático durante a formulação, os autores consideram que a carga aplicada pela sapata é pontual, sendo esse o principal ponto limitador do modelo.

ESTUDO ANALÍTICO

No presente trabalho foi utilizada a carcaça mostrada na Fig. (1) com as dimensões na Tab. 1 na realização dos cálculos.

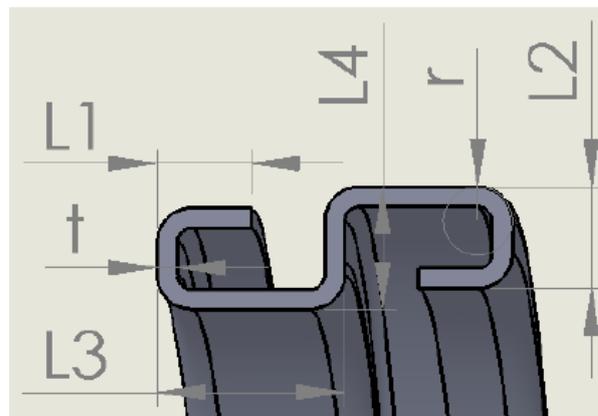


Figura 1. Desenho do perfil da carcaça com cotas

Tabela 1. Dimensões em mm do perfil da carcaça

L1	3,25
L2	2,56
L3	6,5
L4	3,3
t	0,7
r	1,28

Compressão de Dois Pontos

O estudo de um anel com duas cargas radiais diametralmente opostas é importante principalmente pela semelhança com o carregamento sofrido pela carcaça durante a instalação.

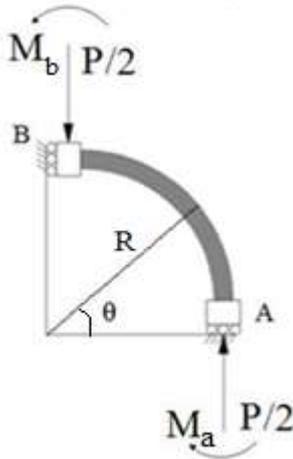


Figura 2. Anel sob compressão de dois pontos

A distribuição interna de momento e o deslocamento radial podem ser escritos como (TIMOSHENKO, 2009)

$$M = PR \left(\frac{1}{\pi} - \frac{\cos \theta}{2} \right) \quad (1)$$

$$w = \frac{PR^3}{4EI} \left(\cos \theta + \theta \operatorname{sen} \theta - \frac{4}{\pi} \right) \quad (2)$$

E acrescentando a contribuição da carga axial, que apesar de pequena pode influenciar o resultado

$$N = -\frac{P}{2} (\cos \theta) \quad (3)$$

Para aproximar o modelo do que acontece na estrutura é necessário quantificar a divisão das cargas entre carcaça e o polímero que é extrudado ao redor da mesma durante a fabricação. Para realizar a distribuição, é necessário perceber que o deslocamento precisa ser contínuo por causa da compatibilidade geométrica, ou seja, na fronteira entre os dois materiais não pode haver um salto do deslocamento, porém a tensão é uma quantidade abstrata que representa como o material sente determinada carga ou deslocamento imposto, logo depende das propriedades mecânicas de cada material e pode então haver um salto na distribuição da tensão na seção transversal. Analisando o conjunto carcaça + polímero como duas molas em paralelo e impondo que ambas precisam ter a mesma inclinação para a distribuição do momento e o mesmo deslocamento na distribuição da força, podemos escrever que a parcela de cada carga que vai para a carcaça é

$$M_c = \frac{E_c I_c}{E I_{eq}} PR \left(\frac{1}{\pi} - \frac{\cos \theta}{2} \right) \quad (4)$$

$$N_c = -\frac{E_c A_c}{E A_{eq}} \frac{P}{2} (\cos \theta) \quad (5)$$

Onde

$$E I_{eq} = E_c I_c + E_p I_p \quad (6)$$

$$E A_{eq} = E_c A_c + E_p A_p \quad (7)$$

Os índices c são referentes às propriedades da carcaça e os índices p às do polímero. O momento de inércia deve sempre ser calculado em relação ao centroide da seção transversal do conjunto. A distância entre o centroide da carcaça e o centroide do conjunto pode ser escrita como

$$y_{cent} = \frac{E_p A_p \left(l_4 + \frac{t_p}{2} \right)}{E_c A_c + E_p A_p} \quad (8)$$

Pode-se então escrever as tensões que atuam na carcaça como

$$\sigma_{flexão} = -\frac{M_c}{I_c} y \quad (9)$$

$$\sigma_{axial} = \frac{N_c}{A_c} \quad (10)$$

Como para os casos estudados serão considerados que todas as deformações são elásticas, as tensões podem ser superpostas e escritas como uma tensão tangencial resultante e desprezando o efeito do cisalhamento, pode também ser escrita a tensão equivalente utilizando o critério de falha para materiais dúcteis de von Mises como mostram as equações a seguir

$$\sigma_{tangencial} = \sigma_{flexão} + \sigma_{axial} \quad (11)$$

$$\sigma_{VM} = \left| \sigma_{flexão} + \sigma_{axial} \right| \quad (12)$$

Para finalizar esta seção, vale lembrar que na equação (2) do deslocamento radial, as propriedades utilizadas precisam ser as da seção equivalente, ou seja, $E I = E I_{eq}$ e $R = R_m = \frac{R_p + R_c}{2}$, e não apenas as propriedades da carcaça.

Análise da Instalação

A análise de instalação é a primeira solicitação real da carcaça, não contando os processos de fabricação, pois não pertence à vida útil do equipamento, seja ela utilizada em um duto flexível ou em um umbilical com mangueiras termoplásticas. A análise estrutural que será desenvolvida nesta seção se baseia nos cálculos da seção anterior.

Os métodos de instalação não serão detalhados, pois não é o objetivo do projeto, para uma análise detalhada dos processos de instalação é possível consultar BICUDO (2009). O único ponto que nos interessa é que para a instalação de um riser é necessário utilizar sapatas que comprimem o mesmo radialmente, e com isso evitam os possíveis escorregamentos indesejáveis, como ilustrado na Fig. 3. As sapatas tem o perfil mostrado na Fig. 4 e podem ser duas, três ou quatro.

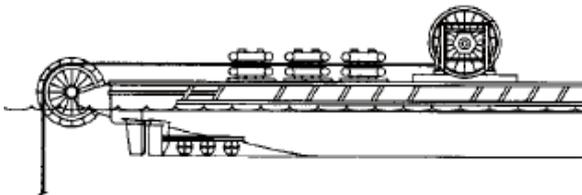


Figura 3. Desenho esquemático de um navio de instalação (SOUSA, J. R. M., *et al.*, 2001)

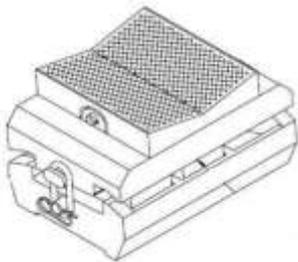


Figura 4. Perfil de uma sapata real (BICUDO, R. G. P., 2009)

Esse tipo de carregamento precisa ser tratado de forma diferente para dutos flexíveis e cabos umbilicais. Os dutos têm geometria axissimétrica, o que facilita o cálculo, e serão mostradas as análises utilizando duas e quatro sapatas. Para um processo de instalação com três sapatas pode ser feito um tratamento similar. Os umbilicais não são axissimétricos e podem muitas vezes não ter nenhuma simetria na seção transversal, porque os mesmos podem ter várias funções e cada fabricante desenvolve a combinação que considera a melhor das funções necessárias montando a sua seção transversal. Para esses será considerado um caso geral e posteriormente será aplicado em um exemplo onde são usadas duas sapatas.

Três hipóteses serão feitas para possibilitar o uso das equações que foram mostradas anteriormente que podem ser usada somente para anéis: (i) considera-se que todas as camadas têm o mesmo deslocamento radial que é imposto pela sapata, deste modo as diminuições de espessura não serão consideradas; (ii) a sapata é considerada como rígida; (iii) os contatos entre camadas que são axissimétricos são considerados de tal forma que não ocorrem deslocamentos relativos entre as faces, tanto tangencial quanto normal e todos os demais contatos, inclusive o contato com as sapatas, são considerados como sem atrito tangencialmente, logo são livres para o deslizamento entre as faces mas impedido de haver qualquer movimento relativo normal entre faces. Essas hipóteses são usadas para

formular o modelo analítico e servem também como base para a modelagem numérica que será proposta posteriormente. Cabe neste ponto uma explicação que justifica a modelagem dos contatos dessa forma e se deve ao fato que camadas axissimétricas são unidas por extrusão e que, na prática, as condições para se medir o coeficiente de atrito entre as faces das outras camadas não é uma tarefa fácil, o que não dá confiabilidade a nenhum valor. Vale lembrar que o material das sapatas pode variar, elas podem estar secas ou molhadas e a até mesmo a poeira influencia nesse coeficiente de atrito, sendo então optado neste trabalho por desconsiderar o atrito. A análise das cargas geradas pelas sapatas é formulada baseada no deslocamento imposto pelas mesmas para um umbilical e baseado na força para dutos flexíveis.

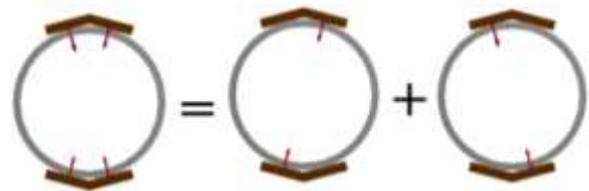


Figura 5. Modelo de superposição de duas compressões de dois pontos

O primeiro caso, que está ilustrado na Fig. 5 é a instalação de um duto com duas sapatas. Esse processo pode ser considerado como uma superposição de duas cargas diametralmente opostas e se torna simples de resolver utilizando a equação (2), desde que a mesma seja reescrita para abranger um intervalo de ângulos maior.

$$w = \frac{PR^3}{4EI} f(\theta) \quad (13)$$

Onde

$$f(\theta) = \begin{cases} \left(\cos \theta + \theta \operatorname{sen} \theta - \frac{4}{\pi} \right), 0^\circ \leq \theta < 90^\circ \\ \left(|\cos \theta| + (\pi - \theta) |\operatorname{sen} \theta| - \frac{4}{\pi} \right), 90^\circ \leq \theta < 180^\circ \\ \left(|\cos \theta| + (\theta - \pi) |\operatorname{sen} \theta| - \frac{4}{\pi} \right), 180^\circ \leq \theta < 270^\circ \\ \left(|\cos \theta| + (2\pi - \theta) |\operatorname{sen} \theta| - \frac{4}{\pi} \right), 270^\circ \leq \theta < 360^\circ \\ \left(|\cos \theta| + |\theta| |\operatorname{sen} \theta| - \frac{4}{\pi} \right), -90^\circ \leq \theta < 0^\circ \\ \left(|\cos \theta| + (\pi - |\theta|) |\operatorname{sen} \theta| - \frac{4}{\pi} \right), -180^\circ \leq \theta < -90^\circ \\ \left(|\cos \theta| + (|\theta| - \pi) |\operatorname{sen} \theta| - \frac{4}{\pi} \right), -270^\circ \leq \theta < -180^\circ \\ \left(|\cos \theta| + (2\pi - |\theta|) |\operatorname{sen} \theta| - \frac{4}{\pi} \right), -360^\circ \leq \theta < -270^\circ \\ \left(|\cos(\theta - 360^\circ)| + (\theta - 2\pi) |\operatorname{sen}(\theta - 360^\circ)| - \frac{4}{\pi} \right), 360^\circ \leq \theta < 450^\circ \\ \left(|\cos(\theta - 360^\circ)| + (\pi - (\theta - 2\pi)) |\operatorname{sen}(\theta - 360^\circ)| - \frac{4}{\pi} \right), 450^\circ \leq \theta < 540^\circ \\ \left(|\cos(\theta - 360^\circ)| + ((\theta - 2\pi) - \pi) |\operatorname{sen}(\theta - 360^\circ)| - \frac{4}{\pi} \right), 540^\circ \leq \theta < 630^\circ \\ \left(|\cos(\theta - 360^\circ)| + (2\pi - (\theta - 2\pi)) |\operatorname{sen}(\theta - 360^\circ)| - \frac{4}{\pi} \right), 630^\circ \leq \theta < 720^\circ \end{cases}$$

(14)

Usando as equações anteriores, pode-se então escrever a equação do deslocamento radial da carcaça como

$$w_{2Sduto} = \frac{F_s R_c^3}{4E_c I_c} \left[f \left(\theta + \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\phi_s}{2} \right) \right) + f \left(\theta - \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\phi_s}{2} \right) \right) \right] \quad (15)$$

onde ϕ_s é o ângulo de abertura da sapata, que para esse trabalho será considerado 150° .



Figura 6. Modelos de duas superposições da compressão com duas sapatas

De forma similar, para 4 sapatas podemos expandir o resultado para

$$w_{4Sduto} = \frac{F_s R_c^3}{4E_c I_c} \left[f \left(\theta + \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\phi_s}{2} \right) \right) + f \left(\theta - \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\phi_s}{2} \right) \right) + f \left(\theta + \left(\pi - \frac{\phi_s}{2} \right) \right) + f \left(\theta - \left(\pi - \frac{\phi_s}{2} \right) \right) \right] \quad (16)$$

Com os deslocamentos da carcaça do duto flexível, podemos então considerar que a única tensão significativa é a de flexão, e então escrever a tensão em função da curvatura como

$$\sigma_{duto} = E_c \left(\frac{1}{R_c^2} \left(w_{duto} + \frac{d^2 w_{duto}}{d\theta^2} \right) \right) y \quad (17)$$

Para a equação acima, w_{duto} é um deslocamento geral, podendo então ser aplicado para qualquer situação em que se conhece a deflexão da carcaça.

Para umbilicais, o pior caso possível é considerar que o deslocamento imposto pela carcaça será sentido na estrutura apenas com a ovalização das mangueiras, como citado na hipótese (i). Como o deslocamento é imposto pela sapata, ele é considerado como conhecido. A força que age na mangueira pode ser então escrita como (TIMOSHENKO, 1955)

$$F_{mang} = \frac{EI_{eq}}{R_m^3} \frac{1}{\left(\frac{\pi-2}{4} \right)} \delta_s \quad (18)$$

E então o deslocamento da mangueira pode ser descrito como

$$w_{mang} = \frac{F_{mang} R_m^3}{4EI_{eq}} f \left(\theta - \frac{\pi}{2} \right) \quad (19)$$

Para avaliar a tensão na carcaça, pode-se usar a equação

$$\sigma_{mang} = E_c \left(\frac{1}{R_m^2} \left(w_{mang} + \frac{d^2 w_{mang}}{d\theta^2} \right) \right) y \quad (20)$$

Vale notar que o módulo de elasticidade utilizado deve ser o da carcaça porque o deslocamento radial já contém o equivalente, o que torna essa equação com o produto $\frac{E_c}{EI_{eq}}$, similar à equação (9).

Pressão Externa

A modelagem do comportamento da carcaça sob a ação da pressão externa é a parte mais complexa a ser desenvolvida analiticamente por causa da deformação do polímero que induz tensões entre o perfil da carcaça.

O primeiro ponto a ser enfatizado é que ao contrário da modelagem tradicional, a análise de tensões precisa ser realizada porque nem todas as carcaças falham por flambagem, para diâmetros pequenos a falha por plastificação ocorre com uma carga muito menor do que a carga crítica do primeiro modo de flambagem, como será mostrado mais adiante. Apesar de quase todas as estruturas reais escoarem durante o processo de fabricação e vida útil, devido à diferença entre os valores críticos do escoamento e da flambagem, há a possibilidade do colapso plástico.

Para esse estudo iremos considerar que um quarto do helicóide formado pelo passo carcaça pode ser aproximado pela geometria de um quarto de uma circunferência de raio r . Se uma carga q (pressão por unidade de comprimento) está atuando, por equilíbrio de forças e argumentos geométricos (TIMOSHENKO, 2009) pode-se escrever as forças normais internas no anel como

$$N_{pe} = qr \quad (21)$$

Tendo a força axial e usando a mesma distribuição de carga utilizada anteriormente, a tensão equivalente de von Mises pode ser escrita como

$$\sigma_{VM_pe} = \left| \frac{E_c A_c N_p}{E A_{eq} A_c} \right| \quad (22)$$

Essa aproximação não é a resolução exata de problema, por não levar em consideração o efeito do polímero que é extrudado e fica entre os anéis da carcaça.

A abordagem clássica sugerida por TIMOSHENKO (1961) para anéis esbeltos e adaptadas para carcaças intertravadas sugere que a carga crítica do primeiro modo de flambagem pode ser escrita como

$$p_{cr} = \frac{3Ei_{eq}}{R_m^3} \quad (23)$$

Onde Ei_{eq} é a rigidez equivalente por unidade de comprimento. MCNAMARA et al (2001) sugeriram uma formulação mais completa, levando em consideração o efeito da carga axial e do cisalhamento em que a carga de flambagem é

$$p_{cr} = \frac{1}{B_c R_m (4EA_{eq}EI_{eq} + \alpha_f GA_{eq}EI_{eq} + EA_{eq}\alpha_f GA_{eq}R_m^2)} \quad (24)$$

Onde $\alpha_f GA_{eq}$ é a rigidez ao cisalhamento, EA_{eq} é a rigidez axial e B_c é a largura da carcaça. Dessa forma é possível modelar as carcaças intertravadas para qualquer tipo de carga real de serviço usando as equações mostradas até esse ponto.

ESTUDO NUMÉRICO

Compressão de Dois Pontos

O modelo de elementos finitos desenvolvido nesse projeto é baseado em modelos encontrados na literatura (NETO et al, 2009) que afirmam que há um modo simplificado e eficiente de simular os diversos carregamentos que a carcaça pode suportar, que é utilizando um quarto da volta de um anel, podendo assim desprezar o ângulo da hélice que não é maior do que 4°. A Fig. 7 mostra a geometria que será utilizada.



Figura 7. Geometria da carcaça utilizada no Ansys

O polímero muitas vezes não é utilizado, mas se mostrou fundamental para a definição dos contatos e para a distribuição das cargas, principalmente no caso da pressão externa, como será mostrado mais adiante. Para comparar os resultados obtidos com os cálculos analíticos, foram criados dois *paths*: um no raio interno e outro no raio externo da carcaça, como mostra a Fig. 8.



Figura 8. Paths criados para comparação dos resultados

A malha utilizada nos modelos que serão usados para simular a carcaça tem a malha mostrada na Fig. 9. Foram definidas quatro divisões na espessura da fita e quarenta e cinco divisões ao longo da direção circunferencial. Os elementos da carcaça são hexagonais e os elementos do polímero são tetragonais. Essa escolha foi baseada na irregularidade da seção polimérica e no fato de que a carcaça tem a espessura de fita constante. Ambos os elementos escolhidos possuem nós no meio das arestas para enriquecer a descrição geométrica do modelo.

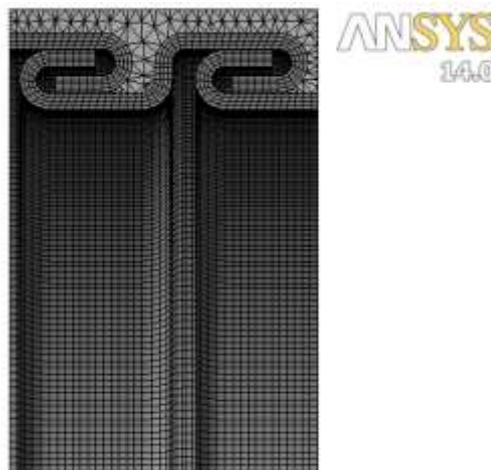


Figura 9. Malha utilizada no MEF

Para o primeiro caso de carregamento, que é o de compressão de dois pontos, o modelo de carregamento utilizado é mostrado na Fig. 10. As seguintes condições de carregamento foram aplicadas: em A não pode haver deslocamento em x, em B não pode haver deslocamento em y, em C e D não pode haver deslocamento em z (apenas o polímero é impedido de se deslocar em x para evitar uma superposição da face livre da carcaça) e uma força é aplicada no centroide da face do conjunto, indicada na Figura pela letra E.



Figura 10. Carregamento e condições de contorno

As Figuras 11, 12 e 13 mostram os resultados da simulação em três formas: deslocamento radial, tensão normal tangencial e tensão equivalente de Mises.



Figura 11. Deslocamento radial para uma carga de 300N

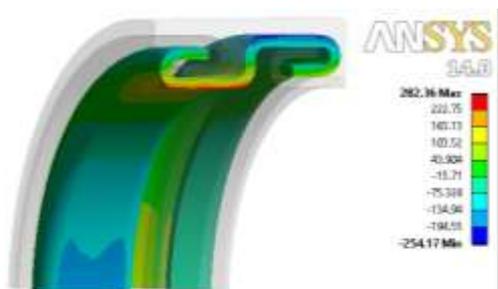


Figura 112. Tensão normal na direção tangencial para uma carga de 300N

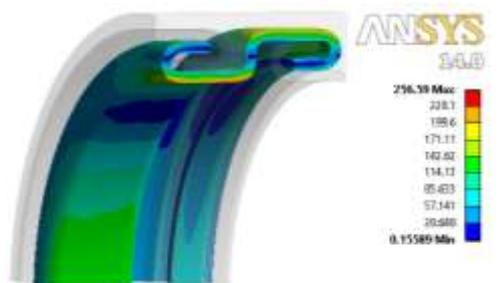


Figura 213. Tensão equivalente de von Mises para uma carga de 300N

Pressão Externa

Para avaliar o efeito da pressão externa na estrutura foi usado um modelo similar ao da seção anterior, com mesma malha e condição de contorno, porém agora com uma pressão de 10MPa distribuída na face externa do polímero. Os resultados são mostrados nas Figuras 14, 15 e 16.

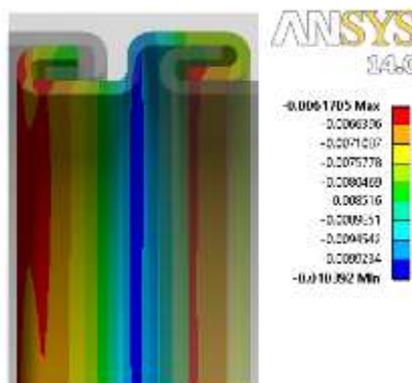


Figura 14. Deslocamento radial para uma pressão externa de 10MPa.



Figura 315. Tensão normal na direção tangencial para uma pressão externa de 10MPa

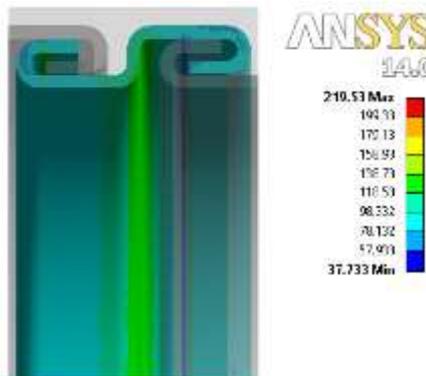


Figura 16. Tensão equivalente de von Mises para uma pressão externa de 10MPa

Nas Figuras anteriores, é possível notar o efeito do polímero extrudado. Esse resultado é importante e não pode ser desprezado, sendo assim a principal vantagem

no uso de elementos finitos. Analiticamente, a tarefa de descrever esse comportamento se torna bastante complicada. A região entre esses contatos é a de maior sollicitação da carcaça, tornando então qualquer modelo para descrever a física desse problema incompleto se isso não for levado em consideração.

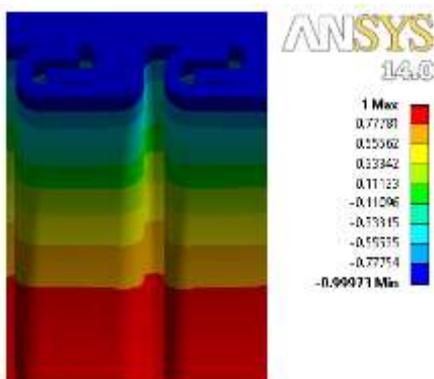


Figura 17. Representação do deslocamento radial para a falha por flambagem

Uma importante conclusão que pode ser tirada ao analisar as Figuras anteriores é que para a análise de tensões, o polímero mostra uma grande influência nos resultados. Também é válido notar que para a flambagem, o polímero não mostra grande influência. O fenômeno de flambagem elástica é pouco sensível a detalhes na seção geométrica, como concentração de tensão, dependendo então da rigidez do material (TIMOSHENKO, 2009).

Para avaliar melhor o efeito causado pela extrusão, foi criada uma geometria similar (Fig. 18), porém sem a representação geométrica do polímero entre os anéis da carcaça. As mesmas condições de contatos, contorno e carga que foram usadas anteriormente são impostas a esse novo modelo.

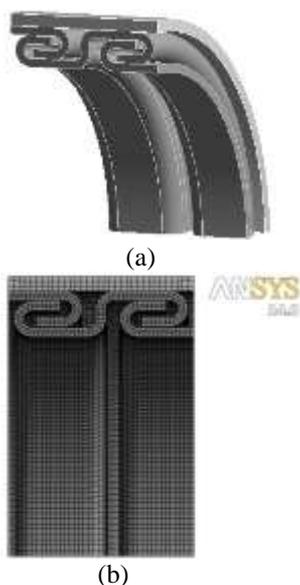


Figura 18. (a) Modelo simplificado; (b) malha do modelo simplificado.

A intenção é mostrar o erro em adotar o efeito da intrusão do polímero, que é inevitável durante a fabricação, apenas para definir as condições do problema, mas não representá-lo geometricamente, por uma simplificação considerando que o módulo de elasticidade do polímero é duas ordens de grandeza menor do que o módulo de elasticidade do aço. A Fig. 19 mostra a tensão de von Mises equivalente desse modelo.



Figura 19. Tensão equivalente de von Mises para o modelo simplificado com pressão de 10MPa

Comparando as Figuras 16 e 19 é possível perceber que simplificação resulta em tensões resultantes consideravelmente menores. Para a geometria completa, a maior parte da carcaça tem uma tensão de aproximadamente 105MPa, enquanto no modelo simplificado esse valor cai para 70MPa. O valor da carga de flambagem para a estrutura simplificada não foi encontrada, tendo em vista que todos primeiros 100 modos de flambagem encontrados eram apenas do polímero que não está em contato com a carcaça.

Análise da Instalação

A carga de instalação (“crush”) deve ser modelada para evitar uma possível deformação plástica, o que pode gerar uma ovalização da carcaça e então diminuir a sua resistência a pressão externa. Para realizar a simulação de forma rápida e eficiente, foi feita uma seção transversal de um cabo umbilical utilizando um modelo bidimensional com o estado plano de tensões de elementos finitos (Fig. 20).

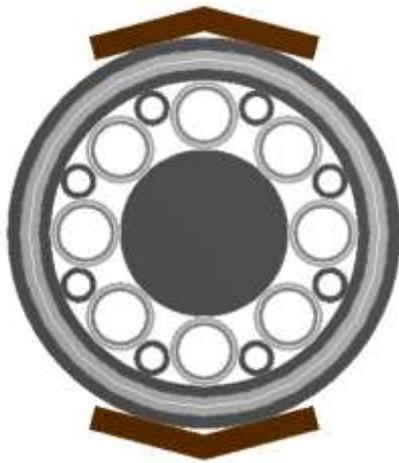


Figura 20. Seção transversal escolhida para a análise

A seção mostrada é composta pelas seguintes camadas: uma camada polimérica externa, duas camadas de arame, uma camada polimérica interna, oito *fillers* (os *fillers* são pequenos tubos de material polimérico em que a única função é preencher o espaço vazio na seção transversal) e oito mangueiras que contenham carcaça intertravada e um cilindro interno de polímero. O modelo usado difere de um cabo umbilical real pelas seguintes simplificações:

(i) usualmente há um *bundle* de cabos elétricos com *fillers* na parte central, onde no modelo é representado por um cilindro maciço, porém o *bundle* pode ser considerado, para essa análise de “*crush*”, como se fosse todo de polímero porque na realidade há também fios de cobre, mas em volume tão pequeno que não precisa ser considerado;

(ii) apesar das mangueiras, que é o principal interesse dessa análise, estar em hélice, o ângulo de hélice pode ser desprezado porque é sempre menor 5°, desde que pelo menos uma mangueira seja colocada diretamente embaixo de uma sapata, que é o local onde a mesma deve sentir maior carga (vale lembrar que como existe uma hélice, em algum ponto ao longo da sapata o umbilical estará na posição mostrada na Fig. 20). As carcaças são estruturas complexas e obviamente não têm simetria para serem consideradas bidimensionais, porém podem ser consideradas anéis com rigidez a flexão equivalente e mantendo-se o mesmo diâmetro externo (SOUSA et al, 2001). Dessa forma, a espessura equivalente pode ser escrita como

$$t_{eq_c} = \left(\frac{12 I_c}{L_c} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

Onde L_c é a largura de um anel da carcaça;

(iii) assim como no modelo analítico, as camadas de arame servem apenas para transmitir a força e o deslocamento das sapatas para o cabo, quando se analisa o carregamento radial externo (as armaduras são responsáveis por sustentar a estrutura e sofrem cargas axial, de flexão e de torção, porém não é o objetivo do presente trabalho), então foi escolhido

substituir a camada que poderia ter vários arames por uma camada homogênea de rigidez equivalente. Vale ressaltar que essa hipótese simplifica o modelo e aumenta sua eficiência e confiabilidade por diminuir consideravelmente o número de contatos existentes. Uma hipótese similar foi usada por SOUSA (1999), onde o autor utilizou elementos de cascas para fazer a simulação tridimensional sem precisar representar todos os arames. Para a homogeneização dos arames foi utilizado o teorema de Castigliano que diz que o deslocamento na direção em que uma força é aplicada pode ser obtido pela derivada da energia de deformação pela própria força (CRANDALL et al, 1978).

$$\delta = \frac{\partial}{\partial F} \int \frac{F^2}{2EA} dy = F \int \frac{1}{EA} dy \quad (26)$$

O cálculo realizado foi para encontrar um módulo de elasticidade equivalente da camada de tal forma que tenha a mesma rigidez, que é representada pelo inverso do termo multiplicado pela força. Para isso, foi considerado um arame de diâmetro D e um quadrado de lados D com uma força F aplicada em ambos, então podemos escrever o módulo de elasticidade equivalente do arame como

$$E_{eq} = \frac{E_{arame}}{2} \frac{1}{\int_0^{0,5D} [(0,5D)^2 - y^2]^{-\frac{1}{2}} dy} \quad (27)$$

A malha utilizada é mostrada na Fig. 21. Os contatos entre camadas concêntricas são definidos como *Bounded*, não permitindo assim nenhum tipo de movimento relativo entre as faces das mesmas (o processo de fabricação feito por seguidas extrusões justifica essa hipótese). Todos os outros contatos são definidos como *No Separation*, onde o contato entre as faces é considerada sem atrito para movimentos tangenciais, mas é impedida de haver movimento relativo normal entre as mesmas, impedindo assim a separação. O contato foi definido dessa forma pela dificuldade da definição do coeficiente de atrito, que não só é difícil de ser avaliado experimentalmente em condições reais como sofre também grande variação dependendo das condições climáticas, do estado de conservação dos materiais e da rugosidade das superfícies, que depende entre outras coisas do processo de fabricação. A não separação entre as faces é justificada pela presença da armadura de tração na estrutura real, que está sempre comprimindo toda a parte interna do umbilical, impedindo assim de haver separação.

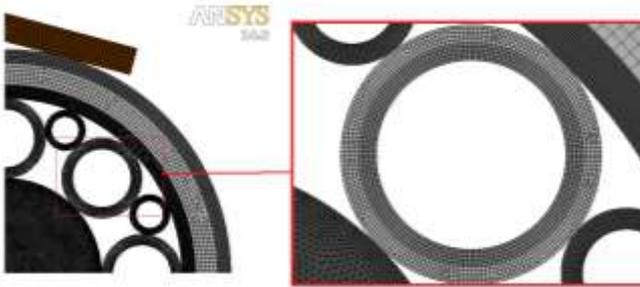


Figura 421. Malha utilizada no modelo do “crush”

A formulação dos contatos utilizada foi MPC (*multi-point constraint*). Esse método acopla o deslocamento dos nós de superfícies que estão em contato, evitando assim a penetração e resulta em boa convergência (LEE, 2012).

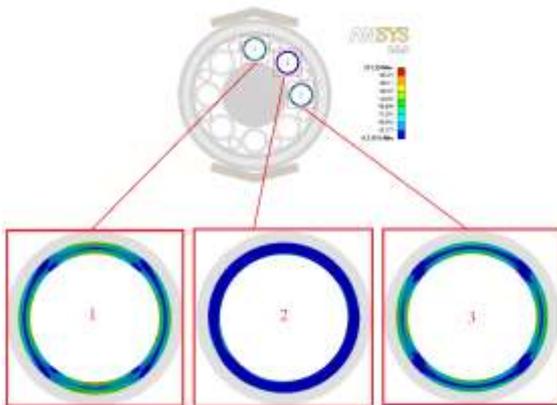


Figura 22. Tensão de von Mises nas carcaças

O resultado da simulação é mostrado na Fig. 22. Nessa Figura é possível avaliar a tensão equivalente de von Mises em três carcaças diferentes (essas três carcaças representam todos os possíveis resultados nas outras carcaças por causa da simetria). Para quantificar melhor esse resultado e poder comparar posteriormente com o modelo analítico proposto, foram criados três *paths* nas arestas internas dessas três carcaças (Fig. 23).



Figura 523. Tensão de von Mises nos diâmetros internos

Esses *paths* mostram que, como esperado, a carcaça 1 sofre o maior dano devido a esse tipo de carregamento. Essas tensões não devem ser tidas como reais porque a espessura representativa não é a mesma, sendo essa utilizada para manter a rigidez a flexão da estrutura. Para considerar as tensões atuantes na carcaça é necessário utilizar o modelo apresentado na seção de compressão de dois pontos com a força descoberta nessa seção.

COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS ANALÍTICOS E NUMÉRICOS

Esta seção tem o objetivo de validar os modelos propostos anteriormente comparando os resultados analíticos com os numéricos. Para implementar as fórmulas obtidas e compará-las com os resultados do elementos finitos utilizou-se o software MathCAD.

Compressão de Dois Pontos

Para a compressão de dois pontos, três gráficos representam os resultados obtidos, o deslocamento radial, a tensão normal tangencial e a tensão equivalente de von Mises. O resultado do deslocamento radial é importante para o modelo de “crush” que se baseia no de compressão de dois pontos. A Figura 47 representa o deslocamento para uma carga de 600N (todos os resultados dessa seção são baseados nessa carga).

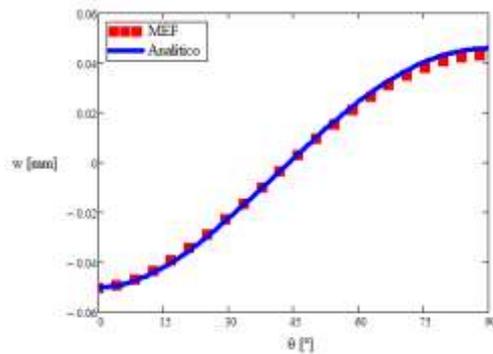


Figura 24. Comparação entre o resultado numérico e o analítico do deslocamento radial para uma carga de 600N

Os resultados para a as tensões são mostrados nas Figuras 25 e 26. O modelo analítico prevê apenas a tensão normal na direção tangencial, porém pode haver tensões normais em outras direções ou tensões de cisalhamentos devido ao contato ou qualquer outro fator. A comparação dos dois resultados mostra se realmente existe apenas essa tensão que precisa ser modelada.

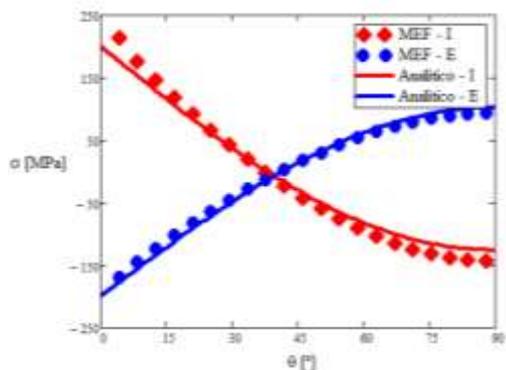


Figura 25. Comparação entre o resultado numérico e o analítico da tensão normal tangencial para uma carga de 600N

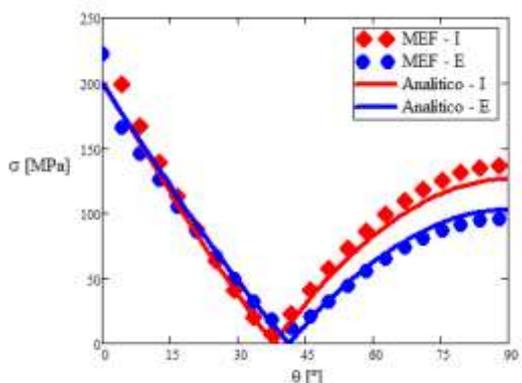


Figura 26. Comparação entre o resultado numérico e o analítico da tensão equivalente de von Mises para uma carga de 600N

Pressão Externa

Os resultados a seguir serão divididos em duas partes: uma análise da carga de flambagem e uma análise das tensões. A primeira mostrou grande concordância com o valor encontrado numericamente para a pressão crítica em que ocorre o primeiro modo de flambagem. As Figuras 27 e 28 mostram os valores analíticos e o erro de cada modelo comparado com o resultado do elementos finitos. O segundo e o terceiro modelo utilizam a mesma equação (24), porém com o fator de forma igual a 1 e 1,2, respectivamente (1,2 representa o fator de forma para a seção quadrada) (CRANDALL, 1978). Esses valores foram usados para teste da equação, entretanto pode se concluir que o modelo clássico, representado pela equação (23), apresenta resultado satisfatório e realmente não aparentou necessidade do uso de um modelo mais complexo que ainda tem a dificuldade adicional do fator de forma da energia de deformação por cisalhamento.

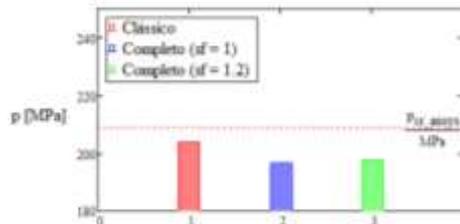


Figura 27. Comparação entre as cargas de flambagem

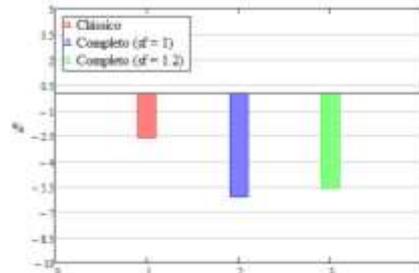


Figura 28. Erro percentual dos modelos analíticos quando comparados com o resultado numérico

Apesar da simulação ter sido feita com uma carcaça que não irá falhar por falta de rigidez por ter um diâmetro pequeno, a simulação foi feita definindo o material como elástico e é então possível rodar paralelamente o modo de flambagem linear do Ansys. Vale também enfatizar que para carcaça maiores o efeito da rigidez axial e de cisalhamento é ainda menos importante.

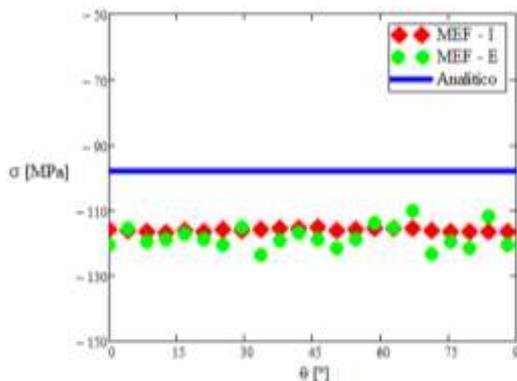


Figura 29. Variação da tensão normal tangencial para uma pressão de 10MPa

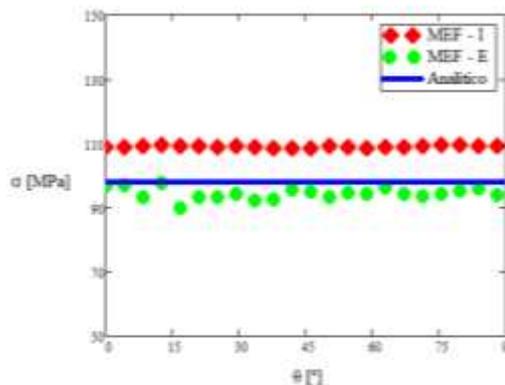


Figura 30. Variação da tensão de von Mises para uma pressão de 10MPa

Os resultados mostrados nas Figuras 29 e 30 mostram que a tensão estimada se aproxima dos valores encontrados pelo método dos elementos finitos, entretanto, o efeito do polímero que analiticamente é complexo para ser modelado, influência de forma a alterar o estado de tensões.

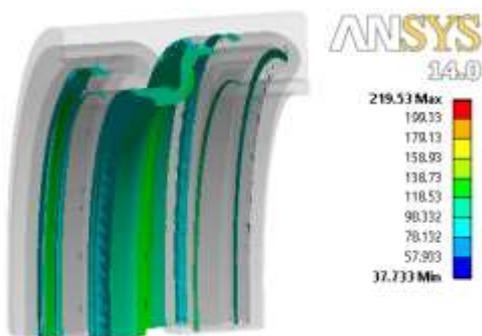


Figura 31. Parte da carcaça que tem a tensão equivalente superior a estimada pelo modelo analítico. A Fig. 31 mostra a parte da carcaça que está com tensão equivalente von Mises maior do que a prevista pelo modelo analítico. É importante notar que o modelo simplificado se torna não conservador, mostrando então a fundamental importância do uso dos elementos finitos.

Análise da Instalação

Nessa seção serão mostrados os resultados analíticos para a instalação de um duto flexível com duas e posteriormente com quatro sapatas e então será mostrada a comparação dos resultados da análise de um umbilical pelo método numérico com o método analítico (o umbilical terá a seção transversal mostrada na Fig. 20, assim como a mesma quantidade de sapatas).

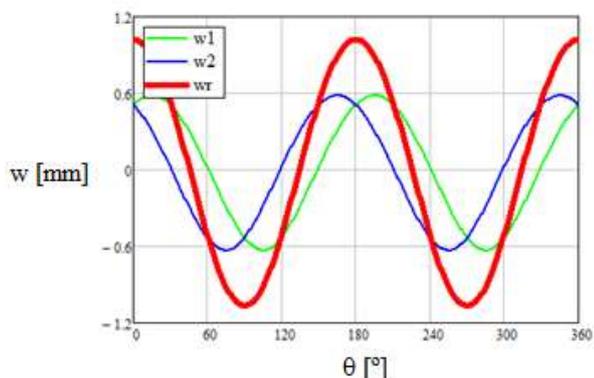


Figura 32. Superposição dos deslocamentos radiais para duas sapatas

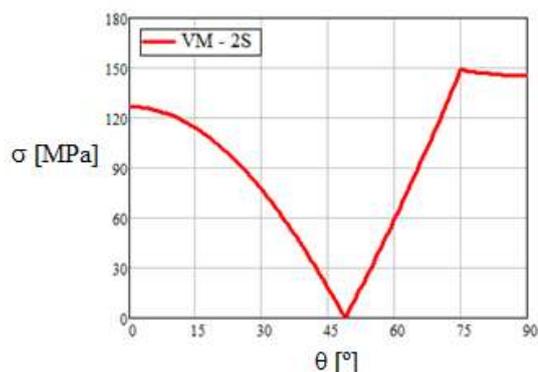


Figura 33. Variação da tensão equivalente para duas sapatas

As Figuras 32 e 33 mostram o deslocamento radial resultante, formado pela superposição de duas cargas de 1000N diametralmente opostas, como ilustrado na Figura 24, que também são representados no mesmo gráfico. Esse gráfico demonstra com exatidão o efeito dessa superposição. Uma vez que a equação do deslocamento é obtida, é possível calcular as tensões utilizando a equação (17). Essas tensões representam apenas o efeito da flexão, que para grandes diâmetros se torna a única carga significativa. Essa conclusão pode ser ilustrada pensando o modelo de compressão de dois pontos, que por simplicidade será considerada de seção quadrada com lado l , onde a razão entre a tensão devido a flexão e a tensão gerada pela carga axial é

$$\frac{\frac{F d_{\theta}}{l^3}}{\frac{12}{F l^2}} = \frac{12 d_{\theta}}{l} \quad (28)$$

Onde d_{θ} é a distância que depende do raio e do ponto que está sendo analisado. Como para grandes diâmetros a razão entre raio e o lado aumenta, o efeito da carga axial diminui.

Para a análise da instalação com quatro sapatas e com a mesma carga os resultados são mostrados nas Figuras 34 e 35. Vale notar a grande diferença na superposição quando se adiciona duas sapatas.

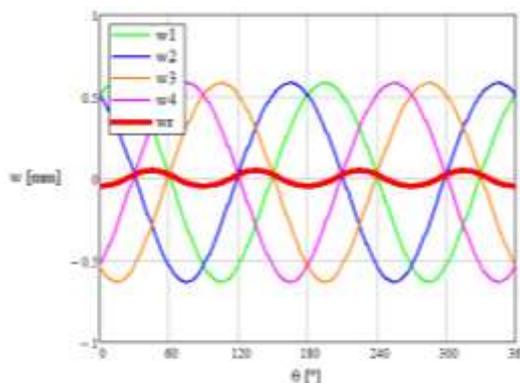


Figura 34. Superposição dos deslocamentos radiais para quatro sapatas

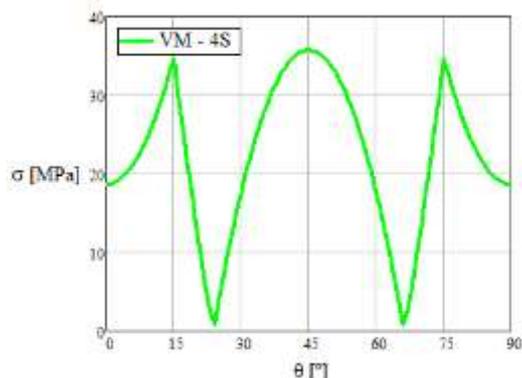


Figura 35. Variação da tensão equivalente para quatro sapatas

Os resultados obtidos são comparados quando plotados no mesmo gráfico, como nas Figuras 36 e 37. Os resultados são expressos apenas até 90° pelas simetrias das seções, assim como foi feito anteriormente na apresentação dos resultados da tensão. Os deslocamentos anteriores foram mostrados até 360° apenas para ilustrar melhor a superposição.

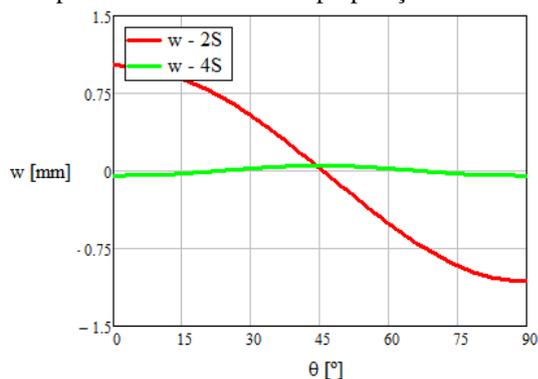


Figura 36. Comparação entre os deslocamentos radiais

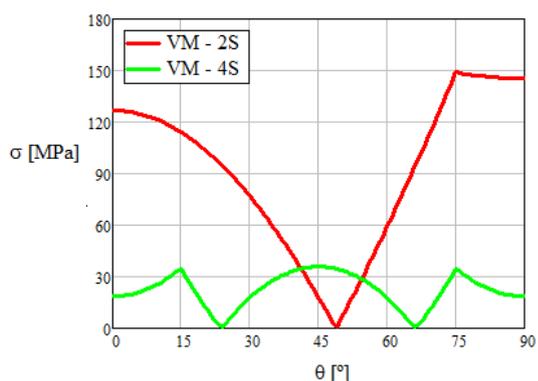


Figura 37. Comparação entre as tensões equivalentes

Os resultados apresentados nas figuras anteriores chamam a atenção pela diferença na ordem dos valores. O resultado do modelo apresentado para avaliação de instalação do umbilical de mangueiras termoplásticas é mostrado na Figura 38. Os resultados numéricos são obtidos pelos *paths* mostrados na Figura 23 e a numeração das mangueiras foi mantida.

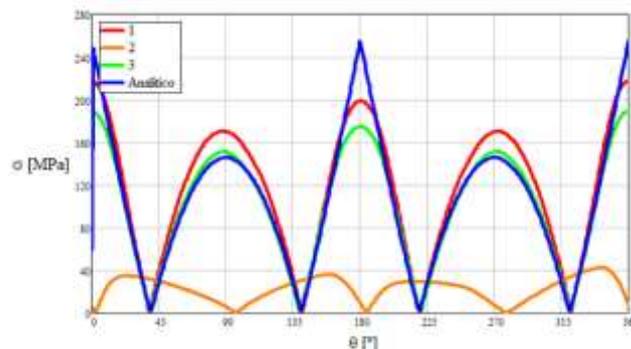


Figura 6. Comparação as tensões equivalentes para o “crush” do umbilical

Os resultados mostram que é possível modelar analiticamente com precisão as instalações de dutos flexíveis e de umbilicais. Os resultados obtidos para umbilicais termoplásticos podem ser facilmente expandidos para umbilicais de tubos de aço e para qualquer montagem de seção transversal. Por último vale enfatizar que essa análise de tensões não representa as tensões reais da carcaça, sendo então essas utilizadas para descobrir a força que está atuando na mesma.

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Alguns testes são realizados após a fabricação, para que os umbilicais e dutos flexíveis possam ser instalados. Esses testes são baseados em normas, e muitas vezes esses testes são realizados por falta de um embasamento teórico adequado para verificar se esses componentes irão falhar tanto na instalação, quanto na operação.

Nessa seção será mostrado um teste de compressão radial que foi feito na carcaça e em seguida o resultado será comparado o mesmo obtido pela formulação analítica.

O teste foi realizado numa INSTRON e os resultados serão mostrados e logo após será comparado ao cálculo analítico. Foram usadas 4 amostras de uma carcaça com diâmetro externo de 37,78mm e diâmetro interno de 31,18mm, a mesma utilizada como exemplo na comparação dos modelos analíticos e numéricos.

As carcaças foram colocadas entre os discos de compressão e o os dados eram exportados para o computador ligado a máquina. A célula de carga utilizada para esse teste foi de 10 KN (a carga máxima que poderia ser usada no teste era essa).

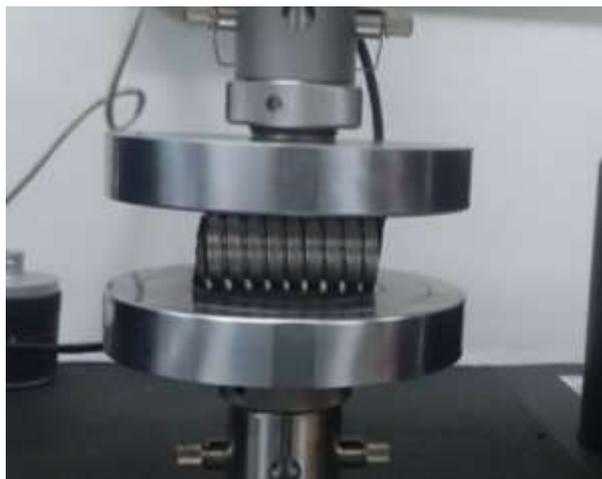


Figura 7. Carcaça colocada entre os dois discos de compressão

Após realizar os testes nas 4 amostras e obteve-se as seguintes curvas:

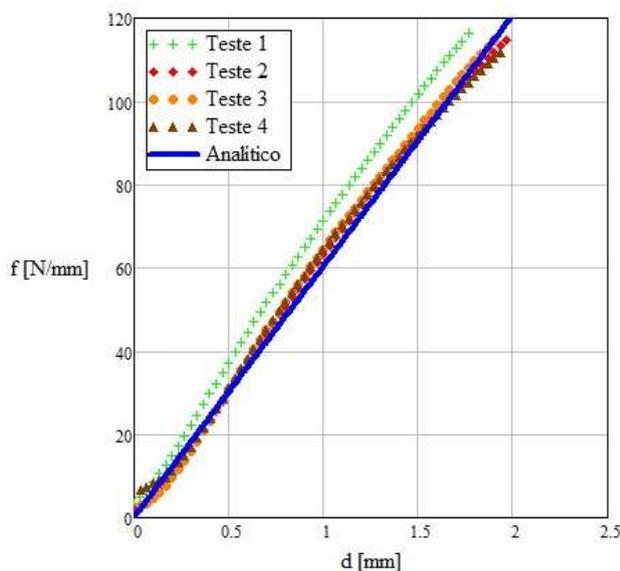


Figura 408. Deslocamentos verticais dos testes

As curvas experimentais cruzam a linha analítica mais de uma vez, isso significa que há uma plastificação e, conseqüentemente, o coeficiente linear muda. Pelo modelo analítico, a carcaça começa a plastificar com um deslocamento de aproximadamente 1,18mm.

CONCLUSÃO

A grande rigidez radial e pouca rigidez a flexão e axial (praticamente nula quando comparada com outras camadas) torna as carcaças intertravadas indispensáveis para aplicações offshore, onde cada vez mais as estruturas são compostas por multicamadas e cada camada é projetada para resistir a um carregamento específico.

Esse trabalho tem o objetivo de acrescentar embasamento teórico de modelos já propostos e propor outras ferramentas de projeto, pois como foi mostrado, a descrição analítica se torna complexa devido a não linearidades da estrutura. Para alguns carregamentos os modelos analíticos propostos foram considerados que descrevem a física do problema suficientemente bem, porém quando há uma maior importância do polímero, apesar de se aproximar da solução numérica, um aprimoramento analítico é sugerido para trabalhos futuros.

O momento de inércia da carcaça é uma propriedade geométrica que precisa ser calculada ou pode também ser facilmente obtida em softwares comerciais de desenho, porém uma simplificação para o cálculo do mesmo pode levar a erros grandes e não conservativos. Outro ponto importante sobre a forma da carcaça no momento de inércia é que quanto menor o raio de dobramento do perfil da fita, maior será o momento de inércia e logo maior será a resistência da estrutura, tanto para o caso de flambagem como para evitar a falha por colapso plástico.

Tanto o modelo de compressão de dois pontos quanto o modelo de instalação para um umbilical se mostraram bem fundamentados e com resultados similares ao numérico. A modelagem analítica da instalação de dutos flexíveis teve o mesmo embasamento teórico, porém não houve um modelo numérico por não haver dados detalhados de todas as camadas de um duto, e também vale ressaltar que modelos numéricos já foram propostos na literatura e aparentam ter bons resultados comparados com testes experimentais.

A modelagem analítica da pressão externa se mostrou simplista por não considerar efeitos da extrusão. Os resultados obtidos mostram que as fórmulas apresentadas podem servir como base, porém o uso de elementos finitos é sugerido.

AGRADECIMENTOS

O autor gostaria de agradecer ao professor Paulo Pedro Kenedi pela ajuda e orientação.

REFERÊNCIAS

- BATRONY, K., DOAK, R., BORDNER, A.; Advances on the Analysis of Critical Failure Modes of Subsea Umbilicals - Excessive Crush Loading, Offshore Technology Conference, 2012.
- BICUDO, R. G. P.; Análise de Instalação de Linhas Flexíveis. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2009.
- COSTA, C. H. O.; Correlação Analítico-Experimental de Risers Flexíveis Submetidos a Cargas Radiais. Dissertação de M.Sc., COPPR/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, 2003.
- CRANDALL, S. H., DAHL, N. C., LARDNER, T. J.; An introduction to the mechanics of solids, Second Edition, McGraw-Hill, 1978.

JÚNIOR, W. C. L.; Estudo Numérico e Analítico do Colapso de Dutos Flexíveis sob Pressão Externa, UFRJ, Dissertação de M.Sc., 2011.

LEE, H. H.; Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14, SDC Publications, 2012.

VIGNOLI, L. L., PEREIRA, I. F., MONTEIRO, R. R. J. O., KENEDI, P. P.; Analytical and Numerical Modeling of an Interlocked Carcass, VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2014.

MARTINS, C. A., PESCE, C. P., ARANHA, J. A. P.; Structural behaviour of flexible pipe carcass during launching, 22st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, 2003.

MCNAMARA, J., LIU, L., WAAS, A. M.; Buckling of Shear-Deformable Multi-Layered Rings Due to Fluid-Pressure Loading, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2001.

NETO, A. G., MARTINS, C. A.; A comparative wet collapse buckling study for the carcass layer of flexible pipes, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, vol 134, 2012.

NETO, G. N., MARTINS, C. A., MALTA, E. R., GODINHO, C. A., NETO, T. F. B., LIMA, E. A.; Wet And Dry Collapse of Straight And Curved Flexible Pipes: a 3D FEM Modeling, Twenty-second International Offshore and Polar Engineering Conference, 2012.

SAEVIK, S., BRUASETH, S.; Theoretical and experimental studies of the axisymmetric behavior of complex umbilical cross sections, Applied Ocean Research, 27, 97-106, 2005.

SATO, M., TANAKA, R. L., ALBUQUERQUE, E. L., MORINO, R. G., GODINHO, C. A. F.; Effect of material plasticity on metallic layer profiles on the crushing resistance of flexible pipes, 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, 2013.

SILVA, D., BALENA, R., LISBÔA, R.; Methodology for Thermoplastic Umbilical Cross Section Analysis, 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, 2012.

SOUSA, J. R. M.; Análise Numérica de Risers Flexíveis, UFRJ, Tese de M.Sc., 1999.

SOUSA, J. R. M., ELLWANGER, G. B., LIMA, E. C. P., PAPALEO, A.; Local Mechanical Behaviour of Flexible Pipes Subjected to Installation Loads, 20th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2001.

SOUZA, A. P. F.; Colapso de Dutos Flexíveis sob Pressão Externa, Tese de D.Sc., UFRJ, 2002.

TIMOSHENKO, S. P.; Strength of Materials, vol.1, Third Edition, New York, D. Van Nostrand Company, Inc, 1955.

TIMOSHENKO, S. P.; Strength of Materials, vol.2, Fifth Edition, New York, D. Van Nostrand Company, Inc, 1941.

TIMOSHENKO, S. P., GERE, J. M.; Theory of Elastic Stability, Second Edition, Dover, 2009.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O autor é o único responsável pelo conteúdo.