



ANÁLISE DE FADIGA EM DUTOS E RISERS RÍGIDOS DANIFICADOS

Elvis Jhoarsy Osorio Santander

Carlos Magluta

Ney Roitman

jhoarsy@gmail.com

Coppe/Universidade Federal do Rio de Janeiro, Centro de Tecnologia, Bloco I, sala I-216, Ilha do Fundão, CEP: 21941-972, Rio de Janeiro, Brasil

Bianca de Carvalho Pinheiro

Coppe/Universidade Federal do Rio de Janeiro, Centro de Tecnologia, Bloco I, sala I-108, Ilha do Fundão, CEP: 21941-972, Rio de Janeiro, Brasil

Abstract. *No desenvolvimento de campos de petróleo, os dutos submarinos são utilizados em várias aplicações. Esses dutos estão sujeitos a acidentes que podem ocorrer durante a operação, como por exemplo, choques entre dutos ou choques entre um duto e uma âncora, rocha ou qualquer equipamento ou objeto pesado, o que pode causar falhas mecânicas ou resultar em danos mecânicos, tais como até mochas. Assim, o objetivo deste trabalho é estudar o efeito da introdução de mochas simples na integridade estrutural de dutos ou risers rígidos sob flexão cíclica. São apresentados resultados de simulações numéricas, conduzidas com base no método dos elementos finitos, para a determinação de fatores de concentração de tensão resultantes de mochas simples introduzidas por um indentador cilíndrico em um riser rígido sob flexão alternada. O modelo numérico desenvolvido é utilizado em um estudo paramétrico no qual são variadas as dimensões do riser e da mocha, de modo a produzir um compêndio de fatores de concentração de tensão que poderão ser utilizados para a previsão de vida em fadiga risers rígidos danificados sob flexão.*

Keywords: *risers, mochas, fatores de concentração de tensão*

1 INTRODUÇÃO

Segundo Roche (2007), depois de uma ampla revisão histórica de falhas em *pipelines*, danos mecânicos estão associados a uma das principais causas de falhas em *pipelines* submarinos causadas por atividades marítimas (impactos com âncoras e colisões com embarcações de apoio, por exemplo) ou forças naturais. Nos risers, as causas externas mais comuns são impactos, corrosão externa, fadiga, desgaste, degradação do material e incêndio. Entre essas ameaças, a corrosão e os impactos são as mais frequentes (Schijve et al., 2001).

Considerando a função e a importância dos *risers* na operação de transporte de óleo e gás, o estudo dos mecanismos de falha se faz necessário e imprescindível para assegurar a integridade estrutural destas estruturas. Este trabalho tem como foco o estudo de mochas causadas por incidentes externos.

Uma mocha em um duto resulta de uma deformação plástica, provocada por um impacto com um corpo externo, produzindo uma concentração de tensão local na seção transversal do duto. Tal deformação causa tensões residuais auto equilibradas no duto deformado (Socie et al., 2003). Mochas podem fazer com que o duto falhe antes de atingir sua vida útil (Chawla et al., 1999). Uma mocha pode estar acompanhada de sulcos, ranhuras ou outros tipos de defeito. Mochas livres de outros defeitos são conhecidas como mochas simples. Apesar desse tipo de mocha ser considerado menos severo, a ação de cargas cíclicas, ou flutuantes, pode levar à sua falha por fadiga a longo prazo.

Três grandes estudos experimentais foram conduzidos tendo como tema o problema da fadiga em *pipelines* com mochas (Silva, 2012). A partir desses trabalhos, estabeleceu-se o consenso geral de que a profundidade da mocha é um dos fatores que mais afetam a integridade e a vida em fadiga de um duto (Socie et al., 2003). Modelos analíticos para avaliar mochas não restringidas indicam que a vida em fadiga decresce com o aumento da profundidades da mocha (Rafi, 2011). Além disso, a vida em fadiga também decresce com o aumento da relação D/t , com D sendo o diâmetro externo e t a espessura da parede do duto (Rafi, 2011).

Outros trabalhos, experimentais (Rosenfeld, 2001) e analíticos (Rosenfeld, 2001, Fowler et al., 1993), sugerem que o comprimento do dano também desempenha uma influência importante. Essa influência foi caracterizada essencialmente de forma qualitativa, indicando que danos relativamente longos estão associados a uma maior concentração de tensão no centro da mocha, enquanto danos mais curtos apresentam maior concentração de tensão nos seus bordos da mocha. Além disso, para uma mesma profundidade de dano, mochas mais longas apresentam menores vidas em fadiga quando comparadas a mochas curtas. Assim, sugere-se que o comprimento da mocha exerça influência sobre o comportamento da concentração de tensão no dano e sobre a vida em fadiga do duto danificado. No entanto, o entendimento do comportamento da concentração tensão no dano, em função da sua geometria, e do efeito do seu comprimento são ainda qualitativos.

Alguns trabalhos têm sido conduzidos com o objetivo de desenvolver e propor metodologias para estimar a vida em fadiga de dutos contendo mochas (Rinehart et al., 2002, Kiefner et al., 2006). Esses trabalhos têm apontado para o fato de que a vida em fadiga dessas estruturas pode ser estimada com base na determinação do fator de concentração de tensão da mocha. Assim, torna-se importante ter uma compreensão mais quantitativa da concentração de tensão associada ao defeito do tipo mocha, não apenas para analisar o seu comportamento, mas também para fins de previsão da sua vida à fadiga.

Segundo Shigley (Shigley, J. E., 2011), o cálculo do fator de concentração de tensão associado a geometrias complexas, tais como mossa em dutos, apresenta-se como um árduo trabalho. Dessa forma, os métodos numéricos, como o método dos elementos finitos, por exemplo, vêm sendo cada vez mais empregados para esse fim.

Jajo, em 2014, investigou os efeitos da forma, da profundidade, da pressão interna e da distribuição da deformação associadas a mossa em dutos. O trabalho foi concluído com a condução de testes em escala real e simulações numéricas. O estudo concluiu que a localização da máxima deformação não é alterada com a variação da pressão interna em mossa retangulares; para mossa esféricas as localizações das deformações circunferencial e longitudinal diferem para diferentes pressões internas. A relação pressão-deslocamento de mossa em dutos variam com o tipo de indentador. À medida que a relação D/t aumenta, a magnitude de deformação também aumenta. Esse aumento é muito maior quando a pressão interna é elevada, fenômeno que ocorre no caso de mossa provocadas por indentadores esféricos e retangulares.

Neste trabalho são estudados o efeito da concentração de tensão em um riser em aço API 5L Gr B devido à introdução de um dano mecânico do tipo mossa e o seu efeito sobre sua vida em fadiga. Foi desenvolvido um modelo numérico tridimensional, com base no método dos elementos finitos, para reproduzir o processo de introdução de um dano mecânico de tipo mossa simples em um tubo e estimar a concentração de tensão resultante na região danificada sob flexão. O modelo numérico foi utilizado considerando diferentes dimensões do tubo e do dano.

2 COMPORTAMENTO MECÂNICO DE RISERS RIGIDOS DANIFICADOS

Risers são submetidos, em geral, a altos níveis de carregamentos estáticos e dinâmicos oriundos de ações diretas de correntezas e ondas, dos movimentos da plataforma flutuante e do escoamento interno dos fluidos. Essas ações podem ser representadas pelo carregamento combinado de força axial constante e flexão alternada. Durante sua operação, essas estruturas podem ainda sofrer o impacto de objetos pesados lançados de embarcações próximas ou colisões com estas últimas, o que pode resultar em danos mecânicos do tipo mossa, comprometendo a sua integridade estrutural, referente a aspectos relativos à segurança, manutenção e custo. Assim, torna-se necessário o estudo da influência da presença de mossa na integridade estrutural e vida útil de risers, avaliando suas criticidades e a necessidade ou não de se interromper seus funcionamentos para manutenção e reparos.

2.1 Mossas

O termo mossa, como já foi observado, descreve uma deformação permanente da seção circular do duto causada por agentes externos. A curvatura da parede do duto na região da mossa pode ser reduzida, achatada ou reversa (reentrante). Desta forma, o termo mossa também inclui o que alguns autores descrevem como ovalização ou achatamento da seção reta, a tendência de recuperar sua seção original é chamada de recuperação elástica. Uma mossa simples é uma alteração suave na curvatura da parede do duto, sem redução significativa da espessura e sem estar associada a uma solda ou quaisquer defeitos ou imperfeições, tais como perdas de massa ou entalhes. Uma mossa lisa corresponde a uma alteração suave na curvatura da parede do duto

que, ao contrário da mocha simples, está associada a outros defeitos ou discontinuidades, como sulcos, ranhuras, trincas ou soldas. Uma mocha com vinco é caracterizada por uma mudança abrupta na seção transversal de um segmento de duto, onde a região mais aguda possui um vinco com raio de curvatura igual ou inferior a cinco vezes a espessura da parede. Finalmente, uma mocha livre é aquela capaz de sofrer recuperação elástica após a remoção do indetador, permanecendo apenas a deformação plástica, enquanto uma mocha contida é introduzida por um indetador que permanece em contato, restringindo seu deslocamento.

2.2 Comportamento de Mossas em duto

Durante a indentação, a mocha responde de modo elástico e a profundidade da mocha aumenta proporcionalmente à força aplicada. Uma vez que as tensões na região indentada superarem o limite de escoamento do material, este passará a se comportar plasticamente. Nessa condição, se o indetador for removido, a deformação elástica é recuperada e consequente a profundidade da mocha é reduzida. O comportamento da força versus deslocamento durante o processo de indentação é mostrado na Figura 1, para um duto com $D/t = 25$; a profundidade remanescente (dr) da mocha é de 9%.

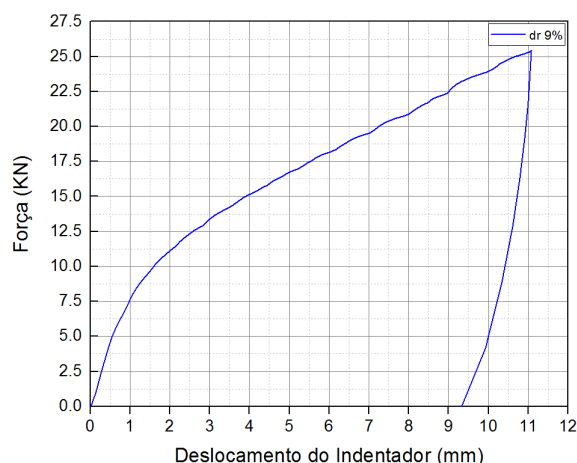


Figura 1: Processo de introdução de uma mocha mediante aplicação de uma força radial num duto.

2.3 Análise de Integridade de dutos

Existem diversos critérios de avaliação da integridade de dutos danificados, onde a maioria utiliza a profundidade da mocha como parâmetro de aceitação/rejeição. A indústria usa frequentemente os critérios de profundidade pela sua facilidade de aplicação, porém, danos como mochas estão relacionados à deformação plástica, o que pode reduzir a resistência à ruptura, mesmo com profundidades pequenas. As recomendações dadas em diferentes normas de pipelines e/ou manuais para avaliar a severidade e aceitação de mocha são baseadas em dois critérios: baseados na profundidade e na deformação, respectivamente.

Critério baseado na profundidade. As normas e manuais atuais provêm de recomendações na avaliação da severidade da mocha e consideram o fato que as mochas podem formar conjunção com outros danos mecânicos (sulcos, ranhuras, corrosão, soldas, etc). A maioria destas guias utilizam como parâmetro a profundidade da mocha (porcentagem do diâmetro externo do duto) como um critério para avaliar a severidade do dano.

Critério baseado na deformação. ASME B 31.8 (2007) aceita o critério baseado nos valores de deformação. De acordo com o código, uma mossa simples de qualquer profundidade utiliza níveis de deformações aceitáveis menor de 6%. Este código também apresenta recomendações para a estimativa de deformações atingidas em uma mossa. Sem embargo estas equações não são mandatórias. De acordo a ASME B31.8 (2007), a estimativa da deformação total na mossa requer as seguintes componentes de deformação: deformação de flexão na direção circunferencial, a deformação de flexão na direção longitudinal, a deformação de membrana na direção longitudinal, conforme mostrado na Figura 2.

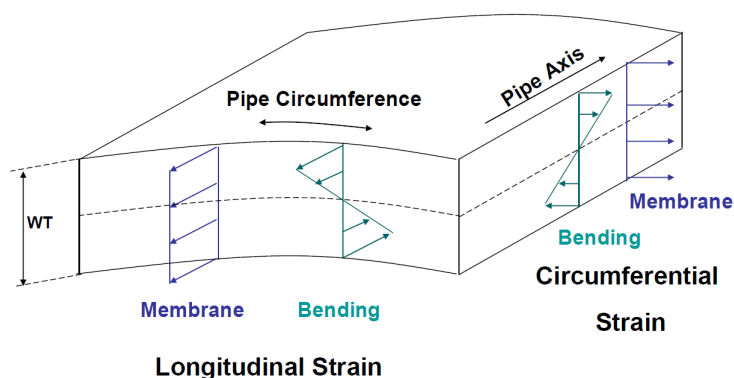


Figura 2: Componentes da deformação na parede do duto.

3 MODELO NUMÉRICO

Neste trabalho será estudada a influência de mossa simples e do carregamento operacional de risers na sua vida à fadiga através de um modelo numérico em elementos finitos, desenvolvido com o auxílio do software ABAQUSTM. Esse modelo é capaz de reproduzir a introdução de um dano mecânico do tipo mossa simples por um punção cilíndrico e estimar a concentração de tensão resultante sob a aplicação de carregamento de flexão.

A modelagem adotada para este estudo se divide em três etapas, conforme ilustrado na 3. A primeira etapa consiste na introdução de mossa com diferentes profundidades. As mossa são geradas através da prescrição do deslocamento de corpo rígido do punção (indentador) contra o duto. Na segunda etapa, o indentador, ou punção, é retirado de forma a permitir a recuperação elástica da região danificada. A última etapa consiste na aplicação de um passo de carga de flexão simulando o carregamento operacional do duto.

3.1 Material e suas propriedades

O material de que é constituído o duto utilizado neste trabalho é o API 5L Gr B, cujas principais propriedades mecânicas são listadas na Tabela 1. O software de elementos finitos adotado para o estudo (Manual ABAQUS, 2010) permite a adoção de dois critérios de encruamento: isotrópico e cinemático. Neste trabalho, admite-se o comportamento não-linear do material após superado o limite de escoamento (plasticidade incremental) e não-linearidades geométrica (grandes deslocamentos e grandes deformações) e de contato. Na Figura 4 é mostrada a curva tensão verdadeira versus deformação plástica logarítmica do material usada no modelo numérico.

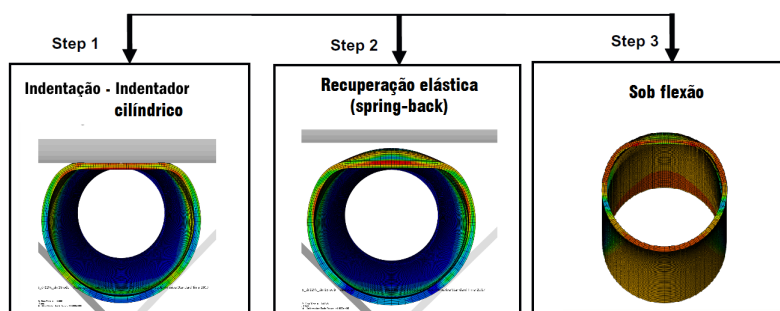


Figura 3: Etapas da simulação numérica.

Tabela 1: Propriedades mecânicas do API 5L Gr. B

Propriedade	Valor
Módulo de Young, E (GPa)	210
Densidade (Kg/m^3)	7850
Limite de escoamento a 0.2% (MPa)	241
Tensão de Ruptura (MPa)	406
Expoente de encruamento (n)	0.12
BHN	160

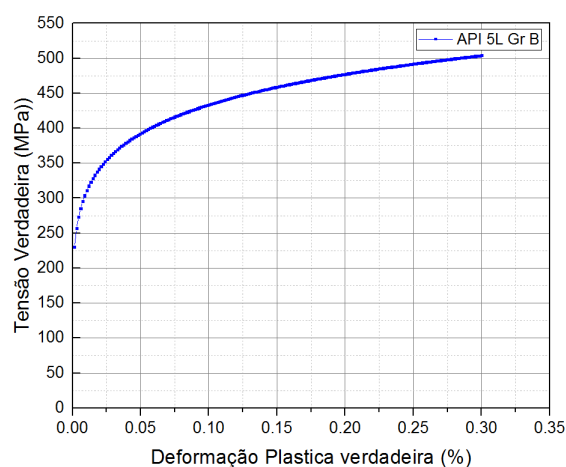


Figura 4: Curva tensão verdadeira- Deformação plástica.

Os dois modelos de encruamento usados no modelo numérico são: encruamentos isotrópico e cinemático.

3.2 Geometria

O comprimento total do duto **L** foi definido de forma que fosse atingida uma frequência de no máximo 30 Hz nos testes de falha de fadiga sob flexão. O diâmetro do duto **D** foi definido por este ser um diâmetro dentro da faixa usual para risers em catenária (*Steel Catenary Risers*,

SCR). A espessura do tubo t varia de forma a representar diferentes D/t (25, 19 e 13) e as profundidades da mocha foram variadas com o intuito de reproduzir diferentes magnitudes de dano, as dimensões do modelo são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2: Dimensões do modelo

Dimensões	Modelo 1 ($D/t = 25$)	Modelo 2 ($D/t = 19$)	Modelo 3 ($D/t = 13$)
Comprimento do tubo L	3400 mm	3400 mm	3400 mm
Diâmetro externo nominal do tubo D	114.3 mm	114.3 mm	114.3 mm
Espessura nominal da parede do tubo t	4.5 mm	6 mm	8.7 mm
Profundidade do dano $dr(\%)$	12,9,6	12,9,6	12,9,6

Como pode ser visto na Figura 5 cada modelo apresenta o dano transversal e central no duto, simulando diferentes profundidades de mocha.

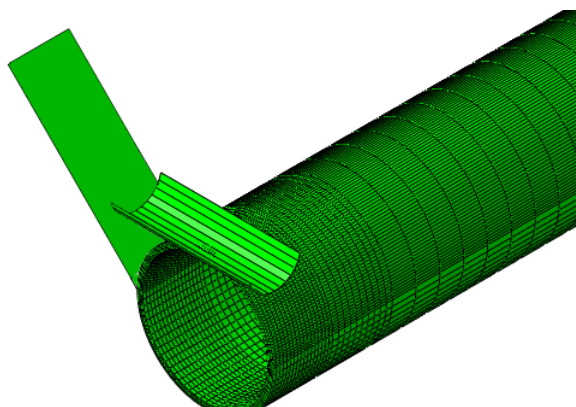


Figura 5: Modelo duto-indentador e base

3.3 Carga e Condições de contorno

Condições de contorno. Como pode ser visto na Figura 6, o modelo apresenta simetria em relação ao plano transversal que passa pelo centro do modelo (e do dano). Uma superfície de apoio rígida de tipo cunha foi inserida e seus movimentos restringidos a fim de evitar deslocamentos de corpo rígido.

Punção. Na Figura 7 é ilustrado o deslocamento do punção prescrito na direção $-y$, gerando a mocha no duto, seguido da prescrição do seu deslocamento na direção $+y$, permitindo a recuperação elástica da seção danificada do duto. Diferentes magnitudes de deslocamento foram prescritas, de forma a gerar mochas com profundidades de 6%, 9% e 12% do diâmetro do tubo. O punção é definido por uma superfície analítica rígida.

Contato. O contato é modelado por meio de superfícies de contato como é ilustrada na Figura 8.

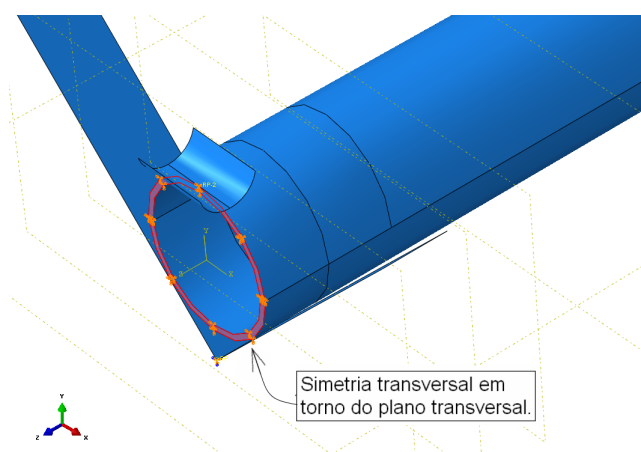


Figura 6: Simetria do modelo numérico

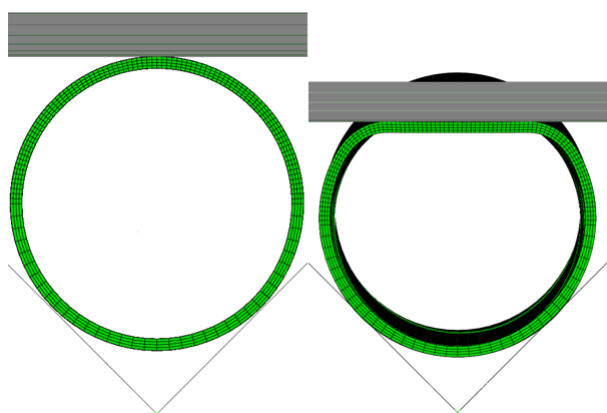


Figura 7: Vista frontal do modelo do duto-indentador cilíndrico no processo de indentação.

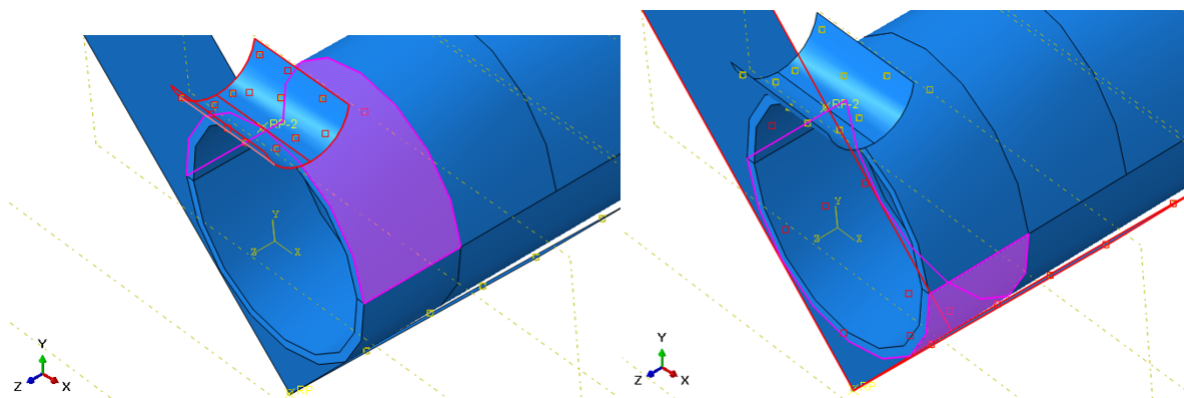


Figura 8: Modelagem do contato entre as superfícies: punção-duto e duto-base

Carregamento. Existem duas formas de aplicar flexão na extremidade do duto: impor uma condição de contorno de rotação em um nó principal (método 1), ou aplicar carga de momento neste mesmo nó (método 2). No presente trabalho, foi utilizado o método 2, que impõe um momento de flexão num nó de referência no centro do bordo do tubo, que é então transferido para toda a estrutura por meio do acoplamento dos seus deslocamentos àqueles do nó de referência. Essa condição de acoplamento, ou restrição restrição de movimento, ilustrada

na Figura 9, é do tipo MPC (*multi-point constraint*).

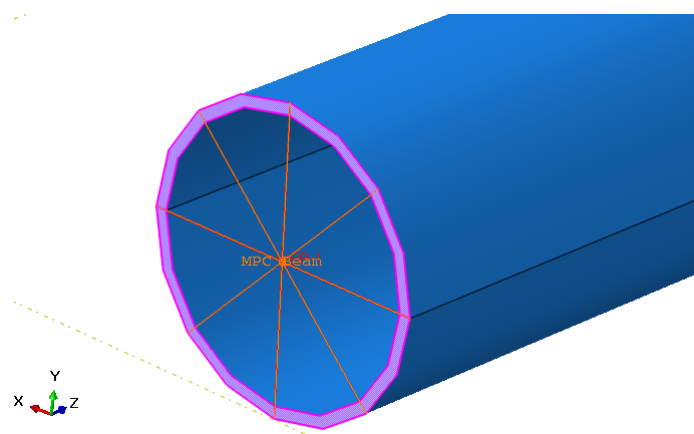


Figura 9: Restrição do tipo MPC (*multi-point constraint*) do tipo viga, nó principal e dós na superfície do duto.

A direção do momento fletor será o ângulo θ que varia de 0° até 360° medidos a partir do eixo (y+), como ilustra a Figura 10.

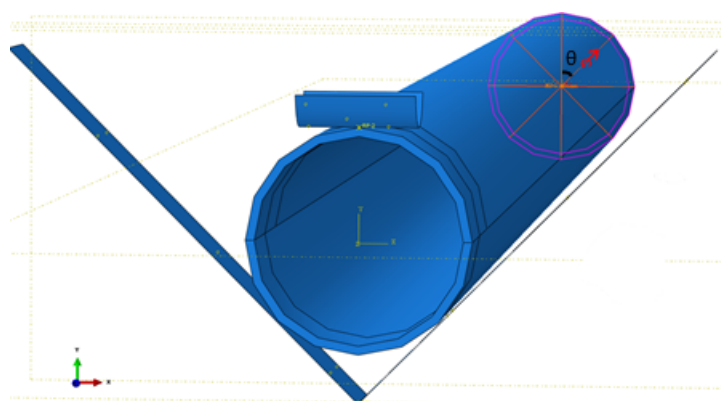


Figura 10: Aplicação de momentos fletores que variam de 0° a 360° no nó principal.

3.4 Malha e Análise de Sensibilidade

A malha de elementos finitos foi gerada utilizando o elemento sólido tridimensional C3D8R, que possui oito nós, com três graus de liberdade por nó referente às translações nas direções x, y e z (coordenadas globais).

A escolha da malha foi efetuada mediante uma análise de sensibilidade representada na Figura 12, que indica a variação da força de indentação em função do número de elementos do segmento de duto avaliado numericamente. O número de elementos apresentados corresponde ao modelo completo (sem condição de simetria). A partir de 110.000 elementos, a variação da força de indentação é menor que 1% do valor imediatamente anterior, sendo escolhida esta malha para a análise.

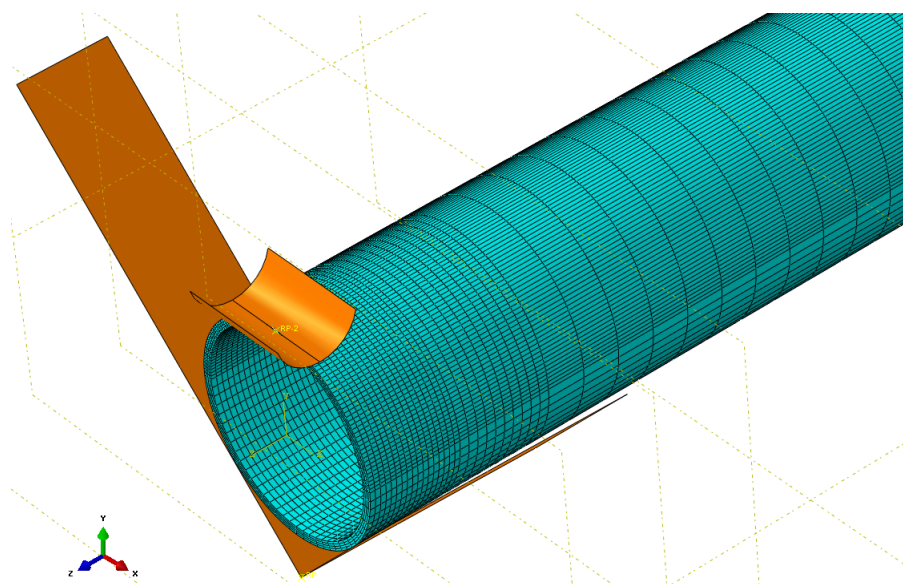


Figura 11: Malha de elementos finitos usada para modelar o duto e superfícies analíticas rígidas representando o indetador e base.

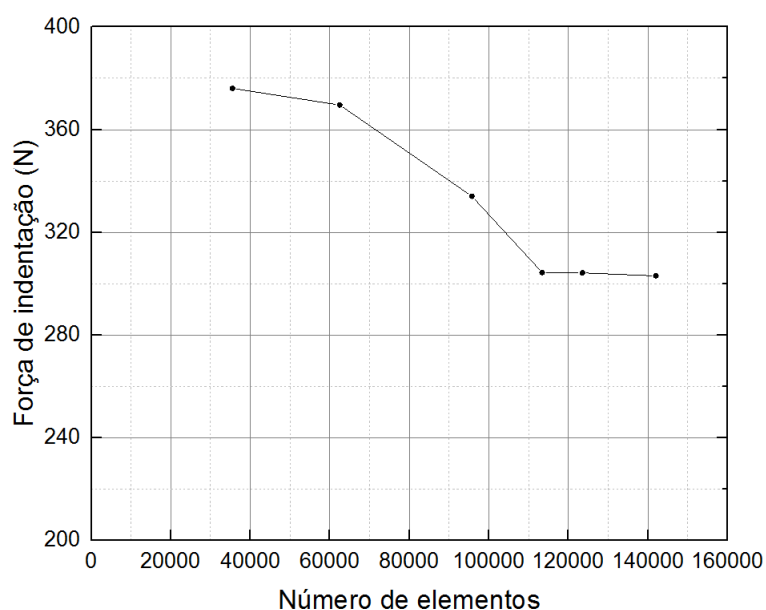
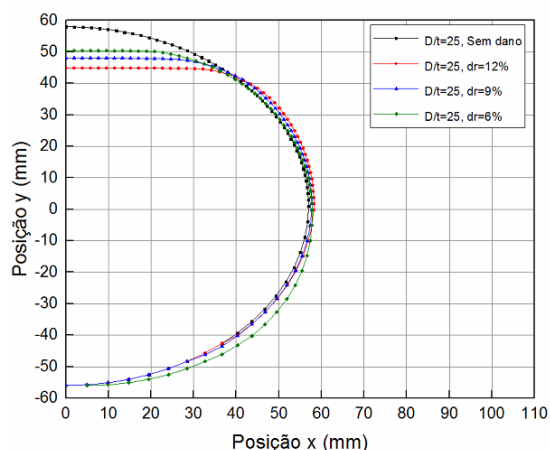
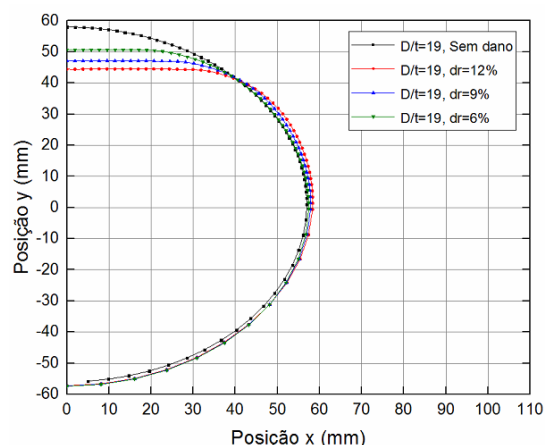
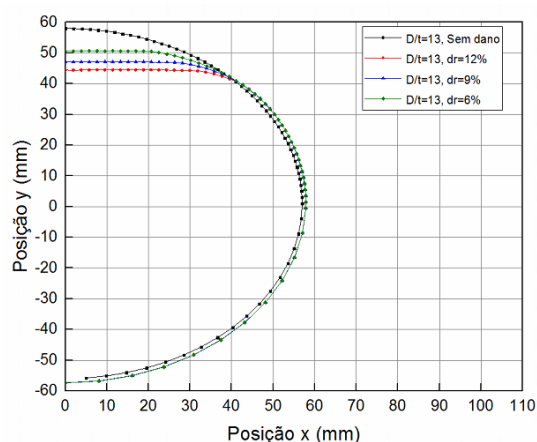
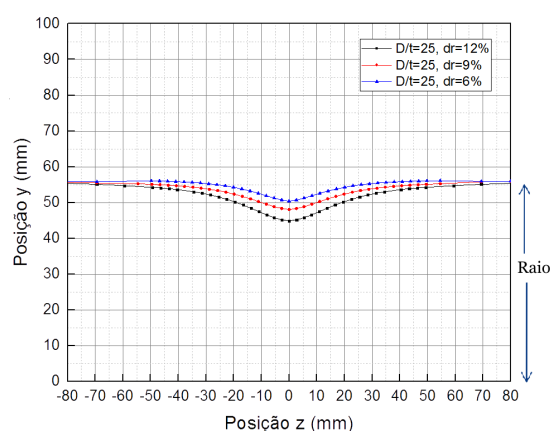


Figura 12: Análise do estudo de sensibilidade de malha.

4 RESULTADOS NUMÉRICOS

4.1 Resultados numéricos para a condição de indentação

A Figura 13 apresenta-se a variação do deslocamento na direção vertical (y) e transversal (x) do Modelo 1, 2 e 3 durante o processo de indentação e de recuperação elástica.

(a) Deslocamento vertical e transversal $D/t=25$.(b) Deslocamento vertical e transversal $D/t=19$.(c) Deslocamento vertical e transversal $D/t=13$.(d) Deslocamento vertical na posição z Figura 13: Deslocamentos vertical (y) e transversal (x).

4.2 Tensões de von Mises

A distribuição de de tensões de von Mises na região próxima à mossa, logo após a indentação, é apresentada na Figura 14a, correspondendo ao estado de tensão no momento posterior ao processo de indentação e anterior à retirada do punção. Através do campo de tensões ilustrado, pode-se observar que nas regiões próximas ao punção, as tensões excedem o limite de escoamento. Tais tensões encontram-se na ordem de 360 MPa, o que representa deformações plásticas decorrentes desse processo.

Após a retirada do indetador, ocorre o processo de recuperação elástica da mossa, sendo observada a existência de tensões residuais decorrentes do processo anterior, ilustradas na Figura 14a. Observam-se regiões com tensões inferiores a 240 MPa, que corresponde à tensão de escoamento inicial do material. No entanto, devido ao encruamento do material, há também regiões com tensões superiores à tensão de escoamento, na ordem de 280 MPa, delimitadas na Figura 14b pela cor vermelha.

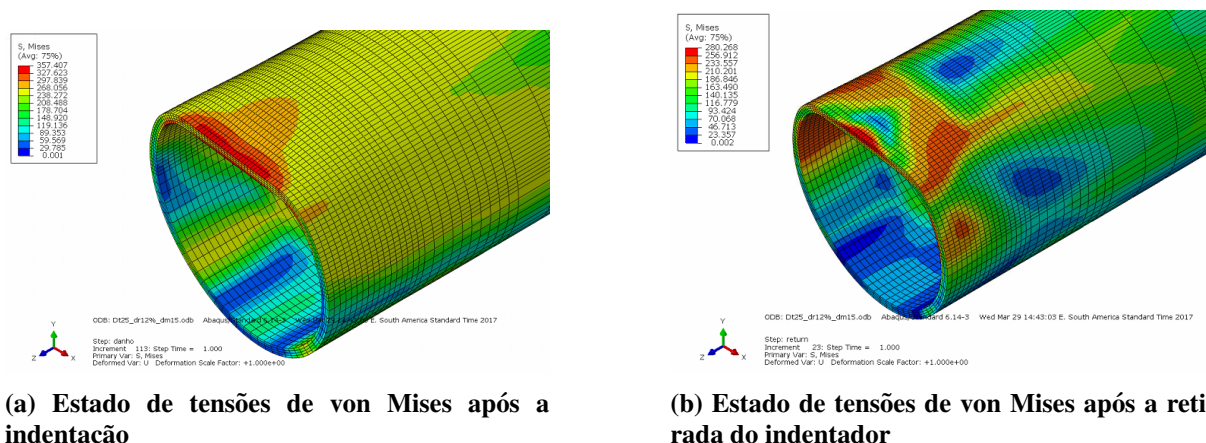


Figura 14: Estado de tensões de von Mises

5 ANÁLISE DE FADIGA

Os fatores de concentração de tensão obtidos para as diferentes geometrias do *riser* é utilizada para uma avaliação analítica da vida em fadiga, a avaliação pode ser efetuada a partir das tensões equivalentes de von Mises mediante o método S-N apropriado, no regime elástico, usando o fator de concentração de tensão representativo da da geometria da moosa. Assim, a metodologia proposta considera:

- Alívio das tensões residuais ao longo da carga sob flexão.
- O carregamento de flexão aplicado, desprezando as tensões residuais, corresponde a $M_o/4$ para garantir tensões no regime elástico (M_o é momento fletor que resulta no escoamento do material do duto, quando o mesmo está sob flexão pura).
- Cálculo de fator de concentração de tensões k_t referenciando à tensão de von Mises.

1. Alívio das tensões residuais

Para verificar o alívio das tensões residuais sob flexão, historial de tensões dos nós críticos da região indentada, aplica-se uma carga cíclica de 100 ciclos e amplitude M_o (momento crítico) com direção $y+$ conforme mostram as Figura 15.

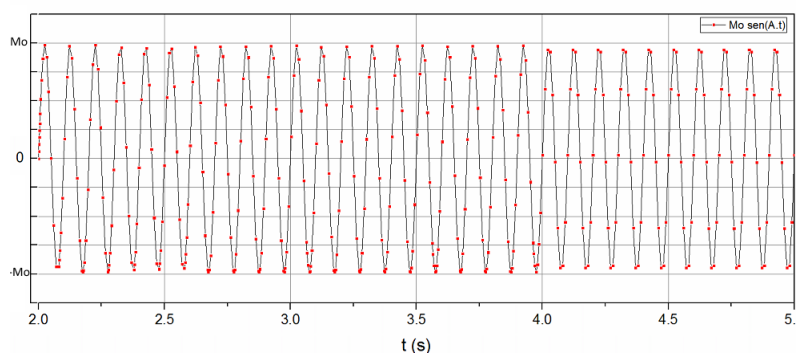


Figura 15: Carga de flexão periódica.

Na Figura 16b se apresenta o historial de tensões de von Mises para os nós da superfície externa do duto com ângulos de 0° , 11° , 21° , 25° e 30° . como a Figura 16a ilustra.

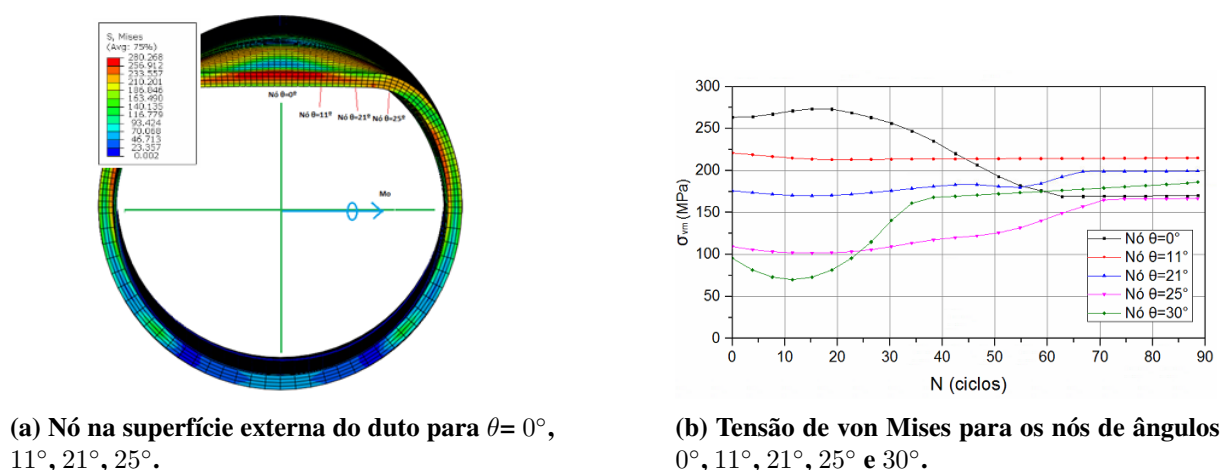


Figura 16: Tensão de von Mises para os nós de  ngulo θ

Como podemos observar na Figura 16b as tensões residuais se superpõem à carga de flexão, podendo ser benéficas (n  $\theta = 0^\circ, 11^\circ$), de modo que as tensões se equilibrem novamente e tendam a diminuir.

2. Carga sob flexão sem tensões residuais

Neste passo se aplica uma gama de cargas de flexão de valor $Mo/4$ com direções que variam de 0° até 360° medidos a partir do eixo (y+) Figura 17, o valor da carga garante carregamento ainda no regime elástico, possibilitando a aplicação dos fatores de concentração de tensões.

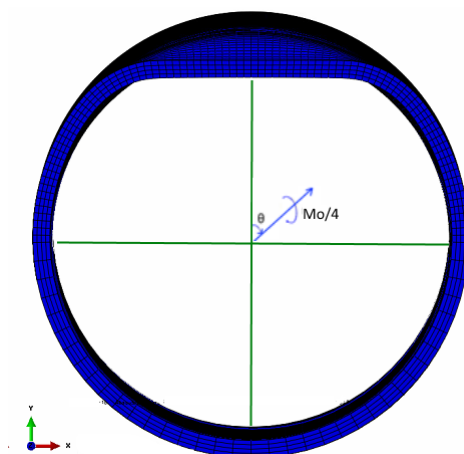


Figura 17: Aplicação de momentos fletores que variam de 0° a 360° sem tensões residuais.

Observa-se na Figura 18 as tensões de von Mises para os máximos momentos fletores. Esses momentos têm direções de $50^\circ, 90^\circ, 130^\circ, 230^\circ, 270^\circ$ e 310° que tem distâncias maiores da linha neutra   fibra mais afastada.

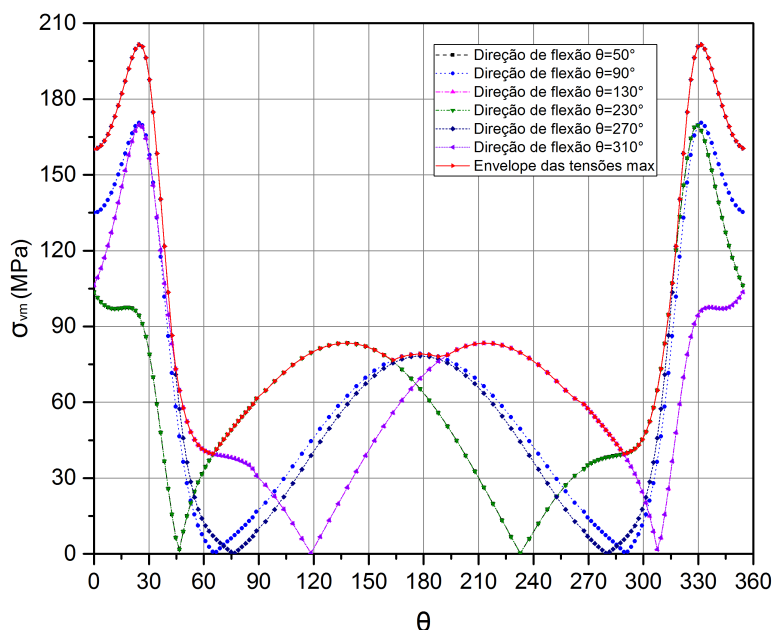


Figura 18: Tensão de von Mises para máximos momentos fletores versus direção circunferencial

3. Fator de concentração de tensões k_t

O cálculo de fator de concentração de tensões causada pelo dano e pela carga sob flexão e dado por:

$$k_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (1)$$

Onde σ_{max} e σ_n são, respectivamente, a tensão equivalente máxima obtida no duto sob flexão e a tensão equivalente nominal obtida no duto intacto.

Na Figura 19a e 19b são apresentados os fatores de concentração para os diferentes danos.

5.1 Avaliação da vida em fadiga método S-N

Os fatores de concentração de tensão obtidos no item anterior para os diferentes modelos foram utilizados em uma avaliação analítica da vida em fadiga, de forma a estimar a vida residual da estrutura danificada em função da magnitude do dano introduzido.

As curvas S-N foram determinadas analiticamente e podem ser representadas pela equação de Basquin:

$$S_f = CN^b \quad (2)$$

Onde N representa o número de ciclos necessários para ocorrer a falha, S_f é a amplitude de tensão e C e b são constantes dependentes das propriedades do material e condições de ensaio.

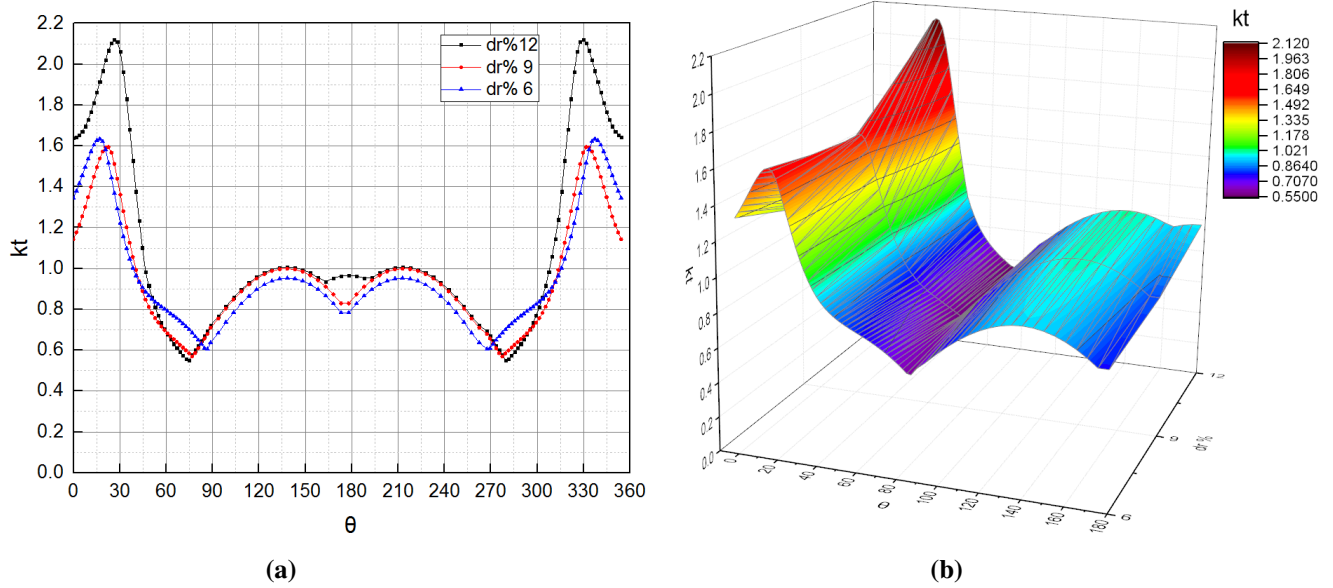


Figura 19: Fatores de concentração de tensões para os máximos momentos fletores.

Para a avaliação de vida em fadiga dos risers danificados, a curva S-N será estimada com base na resistência à tração do material (tensão última, S_u).

A curva S-N é determinada analiticamente, ligando a tensão real de ruptura à tração σ'_f em $N=1$ ciclo e S_e em $N=10^6$ ciclos.

$$\sigma'_f = S_u + 345MPa = 751MPa \quad (3)$$

No caso de um elemento estrutural, o limite de resistência à fadiga (σ'_e) deve ser corrigido por alguns fatores. Considerando o fator de concentração de tensão em fadiga (k_f) e o fator de correção de acabamento superficial (k_a), o limite de resistência à fadiga para um elemento estrutural real (S_e) é estimado como:

$$S_e = \left(\frac{k_a}{k_f}\right)\sigma'_e \quad (4)$$

Para condições de ensaios normalizados, o limite de resistência à fadiga (σ'_e) do aço pode ser aproximado por:

$$\sigma'_e = 0.5S_u \longrightarrow S_u \leq 1400MPa \quad (5)$$

$$\sigma'_e = 700MPa \longrightarrow S_u > 1400MPa \quad (6)$$

Para a definição das curvas analíticas S-N, k_a foi estimado por:

$$k_a = aS_u^b \quad (7)$$

Onde **a** e **b** foram adotados, respectivamente, como 4.51 e -0.265, considerando acabamento superficial usinado e S_u em MPa. O fator de concentração de tensão em fadiga k_f foi considerado igual ao fator de concentração de tensão k_t , isto é com um fator de sensibilidade ao entalhe $q=1$ (o fator de sensibilidade ao entalhe seria obtido somente após os testes de fadiga) e $k_t=k_f$. Essa consideração é a favor de segurança já que tem-se $k_t \geq k_f$.

Para a obtenção da curva analítica 1, as constantes **C** e **b** foram definidas por:

$$C = \frac{(f.S_u)^2}{S_e} \quad (8)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f.S_u}{S_e}\right) \quad (9)$$

Onde o valor de **f** varia com o valor do limite de resistência à tração S_u , conforme mostrado no, Pinheiro (2006).

Sendo assim chegou-se aos parâmetros resumidos na Tabela 3, para a curva S-N analítica do duto íntegro e os diferentes danos.

Tabela 3: Parâmetros gerais calculado para a curva S-N, D/t=25,

	S_u (MPa)	S'_e (MPa)	f	k_a	k_t	S_e (MPa)	C	b
Duto íntegro	406	203	0.93	0.918	1	186.35	765	-0.1
Dano 6%	406	203	0.93	0.918	1.6	116.47	1224	-0.17
Dano 9%	406	203	0.93	0.918	2.1	84.74	1606.5	-0.2
Dano 12%	406	203	0.93	0.918	2.1	88.74	1606.5	-0.2

A Figura 20 apresenta a curva S-N para D/t=25 considerando a Tabela 3. Pode-se perceber que o limite de resistência à fadiga do riser é reduzido consideravelmente devido à concentração de tensão resultante da introdução do dano e a aplicação da flexão, atingindo uma redução em torno de 37% (dano de 6%), 40% (dano de 9%) e 52% (dano de 12%) no limite de resistência à fadiga (em $N=10^6$ ciclos).

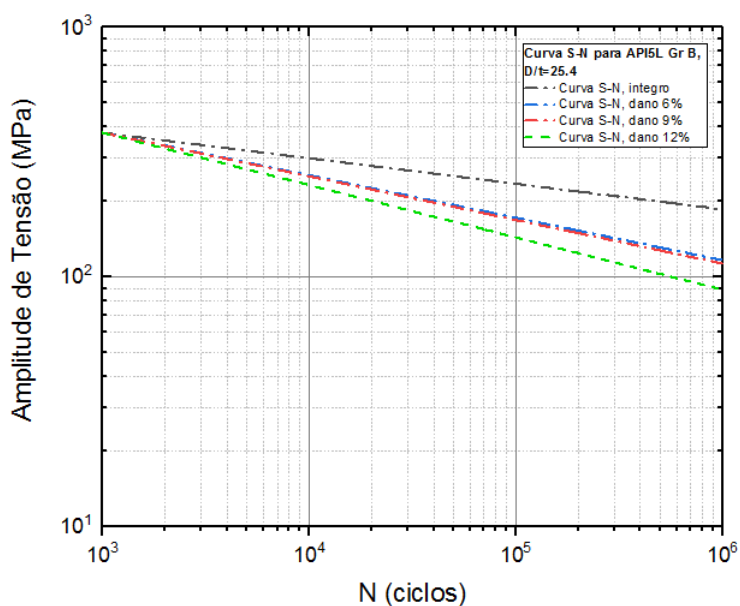


Figura 20: Curva S-N analítica para $D/t=25$.

A Figura21 apresenta a curva S-N para $D/t=19$, pode-se perceber que o limite de resistência à fadiga do riser é reduzido em torno de 35% (dano de 6%), 36% (dano de 9%) e 50% (dano de 12%) no limite de resistência à fadiga (em $N=10^6$ ciclos).

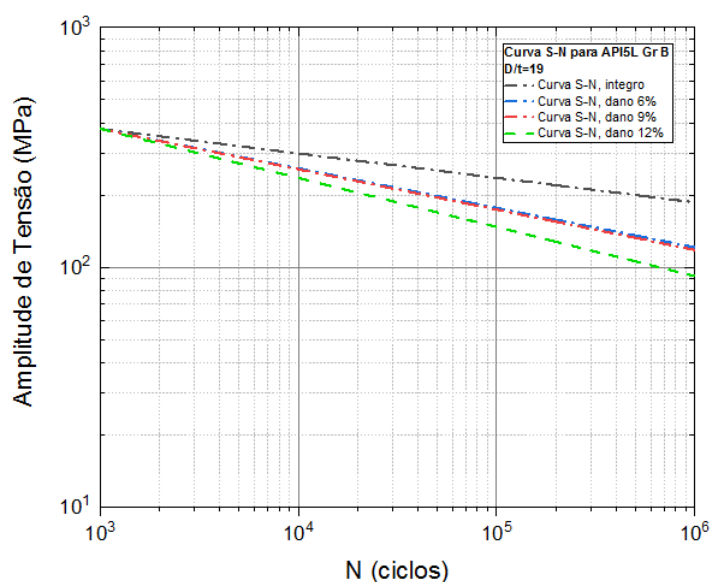


Figura 21: Curva S-N analítica para $D/t=19$.

A Figura22 apresenta a curva S-N para $D/t=13$, pode-se perceber que o limite de resistência à fadiga do riser é reduzido em torno de 30% (dano de 6%), 33% (dano de 9%) e 48% (dano de 12%) no limite de resistência à fadiga (em $N=10^6$ ciclos).

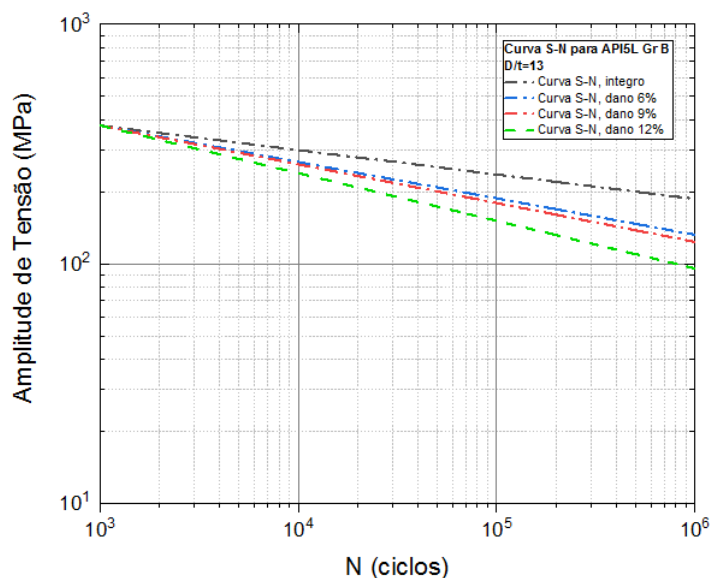


Figura 22: Curva S-N analítica para $D/t=13$.

6 COMENTARIOS FINAIS

Neste trabalho é estudado o efeito da concentração de tensão sobre a vida em fadiga devido à introdução de um dano mecânico do tipo mocha simple em um tubo de aço API 5L Gr B. Foi desenvolvido um modelo numérico tridimensional conforme o método dos elementos finitos para reproduzir o processo de introdução de dano mecânico do tipo mocha em um tubo e estimar a concentração de tensão resultante na região danificada sob flexão. O modelo numérico foi utilizado considerando diferentes dimensões do tubo e do dano calculando os fatores de concentração tensão resultante da aplicação de momentos de flexão.

Os resultados obtidos confirmaram que a profundidade é um dos fatores que mais afetam à integridade e a vida em fadiga do *riser*, também confirma que à medida que a relação D/t aumenta, os valores da deformações também aumentam e este aumento leva a uma redução da vida em fadiga entorno de 30% para danos de 6%, 40% para danos de 9% e quase 50% para danos de 12% estes resultados se mostram satisfatórios, uma vez que as normas menos conservadoras descartam danos maiores de 6%.

Finalmente o trabalho consegue mostrar não só de maneira qualitativa o dano, senão também quantificar a vida em fadiga do *riser* depois do dano.

REFERÊNCIAS

- Roche, M., 2007. Corrosion Management: A Key Issue in Pipeline Integrity. *International Petroleum Technology Conference*.
- Schijve, J., 2001. Fatigue of structures and materials. Springer.
- Socie, D., 2003 Seminar notes: Physics of Fatigue, URL: <http://www.fatiguecalculator.com> [cited May 8 2008].
- Chawla, K., Meyers, M., 1999. *Mechanical behavior of materials*. Prentice Hall.

- Silva, Bruno Felipe; Freire, J. L., 2012. *Fadiga em dutos com mossa solicitados por ciclos de pressão interna*. Tese de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica.
- Karunakaran., 2006. Weight-distributed steel catenary risers a harsh environment, *Onshore Magazine*.
- Government, Y., 2011. Frequently Asked Questions. Relatório técnico, Yukon Government.
- Rafi, A. N. M., 2011 *Structural Behaviour of Dented Pipelines*.
- Rosenfeld, M., 2001. Proposed New Guidelines for ASME B31. 8 on Assessment of Dents and Mechanical Damage. *Topical Report. Gas Research Institute*.
- Shigley, J. E., 2011. *Shigley's mechanical engineering design*. Tata McGraw-Hill Education.
- Fowler, J., 1993. Criteria for dent acceptability in offshore pipeline. *Offshore Technology Conference*.
- Kiefner, J. F., Kolovich, C., 2006. Pipeline Incidents caused by mechanical damage. In: *Presentation given at the mechanical damage technical workshop, Houston-USA*.
- Rinehart, A. J., Keating, P. B., 2002. Length effects on fatigue behavior of longitudinal pipeline dents. In: *Proc. of the 2002 International Pipeline Conference*, Calgary, Canada, ASME, pp. 1849-1858.
- Rinehart, A. J., Keating, P. B., 2002. Fatigue life prediction for short dents in petroleum pipelines. In: *Proceedings of the 2002 Pressure Vessels, Piping Conference*, Vancouver, Canada.
- Baek, J., Young k., 2012. Load bearing capacity of API X65 pipe with dent defect under internal pressure and in-plane bending. *Materials Science and Engineering*.
- ABAQUS Inc, 2010. *MANUAL, Abaqus Users Version 6.10*.
- Pinheiro, B. C., 2006. *Avaliação da Fadiga de Dutos de Transporte de Hidrocarbonetos submetidos a danos mecânicos*. Tese de M.Sc, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.