

ESTUDO COMPARATIVO SOBRE O PROJETO A FADIGA DE UM DRILLPIPE

A.L. Medeiros, armando.ladeira@hotmail.com¹

P.P. Kenedi, paulo.kenedi@cefet-rj.br¹

¹ Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais – PPEMM - CEFET/RJ – Av. Maracanã, 229, RJ, Brasil.

Resumo: *Fadiga é a maior causa de falhas de colunas de perfuração, causando perdas consideráveis de tempo e dinheiro. Na perfuração de um poço de petróleo, a coluna de perfuração está submetida a carregamentos complexos que variam ao longo do tempo. Esse estudo visa comparar o resultado de três modelos de fadiga para avaliar o dano em drillpipes quando os mesmos são submetidos a uma operação de perfuração. Foram utilizados os modelos de fadiga uniaxial usual, o modelo de fadiga uniaxial adaptado e o modelo de fadiga multiaxial proposto por Sines. Utilizando parâmetros reais de uma operação de perfuração de poço de petróleo, o modelo de fadiga uniaxial apresentou vida infinita, os modelos de fadiga uniaxial adaptado e de fadiga multiaxial proposto por Sines apresentaram vida finita. Os resultados mostraram que a utilização do modelo mais simples para avaliar o dano a fadiga em drillpipes pode gerar resultados potencialmente não conservativos.*

Palavras-chave: *Fadiga, fadiga multiaxial, colunas de perfuração, Drill Pipe.*

1. INTRODUÇÃO

Basicamente existem dois tipos de perfuração de poços de petróleo, a perfuração rotativa e a perfuração percussiva. No Brasil o método mais utilizado para perfurar de poços de petróleo marítimos ou localizados em terra é o método rotativo. Esse método consiste na rotação da broca e a compressão da rocha abaixo causando seu desagregamento. A coluna de perfuração é responsável por fazer a interface entre o equipamento gerador de torque, localizado na sonda, e a broca. Portanto, a coluna de perfuração encontra-se submetida a diversos esforços complexos, como por exemplo carregamentos de tração, compressão, flexão, torção, pressão interna e externa. Estes carregamentos são variáveis ao longo do tempo, entre outros motivos devido a mudança de características da formação (rochas).

Na coluna de perfuração o equipamento mais utilizado é o *drillpipe* (DP), que faz a ligação entre o equipamento responsável por gerar o torque e o *bottom hole assembly* (BHA). O BHA é composto por equipamentos responsáveis por fornecer o peso sobre a broca, equipamentos de monitoramentos dos parâmetros da formação e da perfuração (equipamentos de LWD, MWD), e equipamentos que direcionam a coluna na direção desejada permitindo a perfuração de poços direcionais e a broca.

Os DPs são tubos de aço sem costura, que apresentam reforços nas extremidades onde são soldadas as uniões cônicas, chamadas de *tooljoints* que fazem a conexão entre um tubo e outro. São fabricados nos tamanhos de 18 a 45 pés de comprimento, e em diferentes graus de resistência. Nas operações de perfuração marítimas no Brasil, os DP mais utilizados são fabricados com o aço grau S135, que significa que ele possui 135.000 Psi de limite de escoamento.

Entre os carregamentos mencionados, que a coluna de perfuração está submetida, o carregamento de flexão é o que mais contribui para o dano a fadiga. Os *doglegs*, trechos do poço onde a trajetória muda de direção em relação ao sentido vertical, e a flambagem ocasionada por erro de dimensionamento da coluna ou por erro operacional são as causas mais comuns da geração do esforço de flexão em um DP. A Figura 1 ilustra o comportamento de um DP em um *dogleg*.

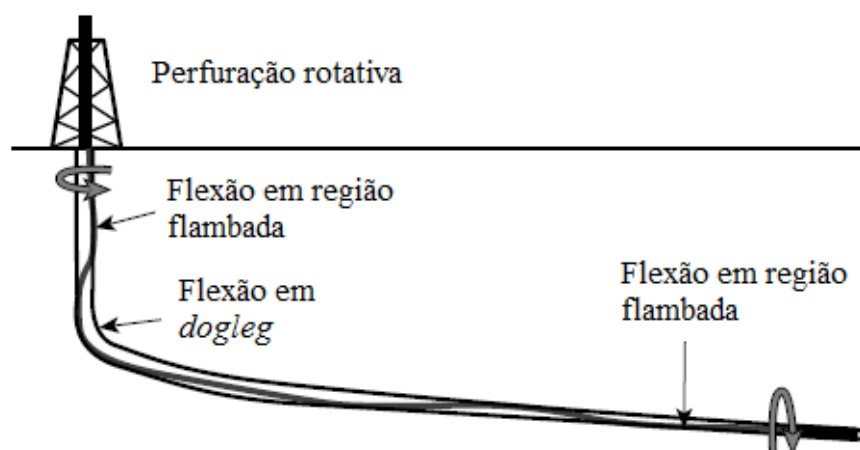


Figura 1. Comportamento de um DP em um dogleg. [Vaisberg (2002) – adaptada].

Em resumo, fadiga é a maior causa de falha em colunas de perfuração. Problemas na coluna de perfuração ocorrem em 14% das sondas em operação no mundo, e estima-se que cada evento de falha apresenta um custo unitário aproximado de \$ 106.000, conforme Dale (1986) e Joosten *et al.* (1985). Um estudo relacionado problemas na perfuração durante 15 meses mostrou que 36% das falhas de fadiga aconteceram quando a coluna estava presa, o que demanda cargas de tração elevadas nos tubos na tentativa de libera-la, Vaisberg (2002).

O significativo número de falhas por fadiga em colunas de perfuração motivou muitos autores a pesquisarem sobre o tema e desenvolverem novas metodologias, podendo ser baseadas ou não nos modelos já conhecidos de cálculo do dano a fadiga para peças ou componentes submetidos a carregamentos cíclicos. Esse trabalho visa comparar três modelos de fadiga bem estabelecidos em um exemplo real de operação de perfuração de poço de petróleo. As empresas de perfuração no Brasil e no Mundo, em sua maioria, utilizam as recomendações e critérios disponibilizados pela norma API RP 7g, API (1998), onde são utilizados regras e conceitos de fadiga uniaxial.

2. MODELOS UTILIZADOS

Neste item são utilizados diversos modelos disponíveis na literatura para cálculo de fadiga, adaptados para as condições particulares de problemas *offshore*. Com o auxílio do software *Matchcad* foi realizado a aplicação de três modelos distintos para calcular o desempenho a fadiga de um caso real de operação de perfuração de poço de petróleo.

- Modelo 1) Modelo de fadiga uniaxial usual;
- Modelo 2) Modelo de fadiga uniaxial adaptado;
- Modelo 3) Modelo de fadiga multiaxial, por Sines.

Muitos autores consideram o *upset*, região de transição entre o corpo do tubo e o *tooljoint*, a região de maior concentração de tensão do DP. Portanto foi obtido o fator de concentração de tensões de fadiga K_f para os esforços de tração e flexão na região do *upset*. A Figura 2.a ilustra, de forma esquemática, um DP e seus componentes e a Figura 2.b mostra, de forma esquemática, as regiões de maior concentração de tensões em um DP.

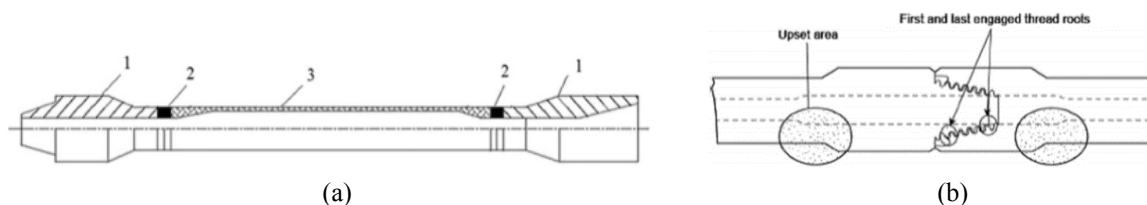


Figura 2. (a) Desenho esquemático de um DP. Componentes: 1- tooljoint, 2- região de soldagem e 3- corpo do tubo. (b) Regiões de maior concentração de tensão no DP, Zamani (2016).

Nos itens 2.1, 2.2 e 2.3 os modelos de fadiga utilizados neste artigo são descritos em detalhes, incluindo suas hipóteses de aplicabilidade e as suas limitações.

2.1. Modelo 1 – Fadiga Uniaxial Usual

No modelo de fadiga uniaxial usual, utiliza a equação de Goodman modificada para avaliar se um componente possui vida infinita ou vida finita a fadiga. Caso a vida for finita pode-se calcular o número de ciclos N que levaria o DP a falha. A equação (1) mostra a tensão totalmente alternada equivalente σ_{a_eq} , segundo Budynas *et al.* (2015), que leva em conta as tensões normais tanto médias quanto alternadas.

$$\sigma_{a_eq} = \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{\sigma_{m_axial}}{S_{ut}} \right)} \right] \sigma_{a_flexão} \quad (1)$$

As etapas de cálculo do modelo de fadiga uniaxial usual são mostradas no fluxograma da Figura 3.

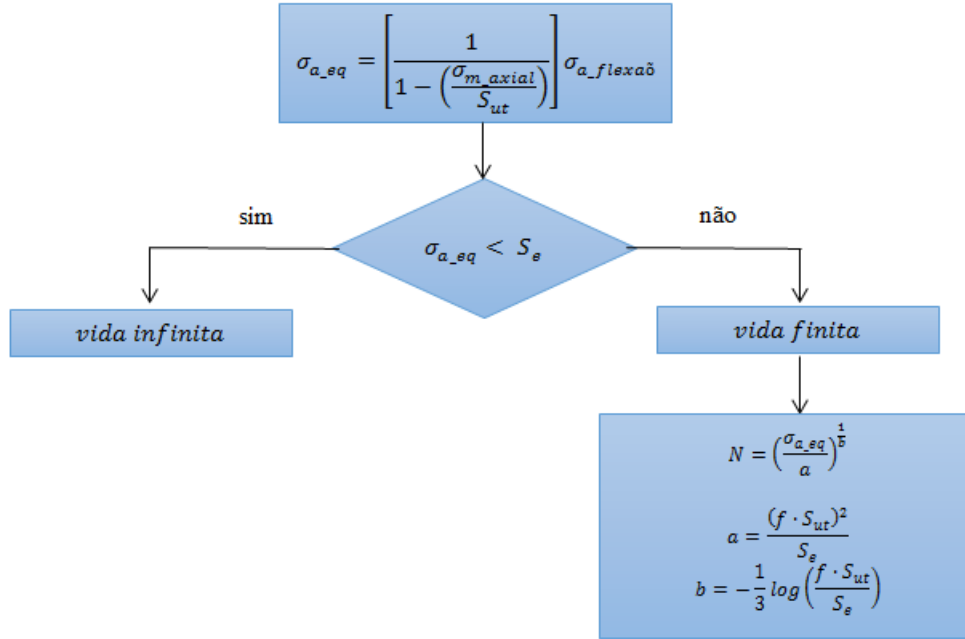


Figura 3. Fluxograma das etapas de cálculo do modelo de fadiga uniaxial usual.

Onde S_e e S_{ut} são respectivamente, o limite de fadiga e a tensão última do material. Para o cálculo de fadiga de *drillpipes* por este modelo foi considerado que a tensão normal axial fosse média, em função da tração exercida na linha de perfuração; e a tensão de flexão fosse totalmente alternada, em função das tensões que são geradas em um dado ponto da periferia do *drillpipe* que percorre a cada volta regiões tratativas e compressivas deste. Para o cálculo de S_e foi utilizado o k_c de flexão, pois o carregamento de flexão foi o único carregamento alternado a ser considerado. Note que por limitação deste modelo apenas um dos carregamentos pode ser considerado alternado. Neste caso o carregamento de flexão foi considerado totalmente alternado. O carregamento de torção também alternado, mas menos significativo que o de flexão, não foi portanto considerado.

2.2. Modelo 2 – Fadiga Uniaxial Adaptado

No modelo 2, de fadiga uniaxial adaptado, conforme Budynas *et al.* (2015), todas as componentes de tensões alternadas são levadas em conta, como mostrado na equação (2) bem como todas as componentes de tensões médias são levadas em conta, como mostrado na equação (3). O cálculo do coeficiente de segurança n é baseado na curva de Goodman modificada, conforme mostrada na equação (4).

$$\sigma'_a = \left\{ \left[K_{f_flexão} \sigma_{a_flexão} + K_{f_axial} \frac{\sigma_{a_axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[K_{fs_torção} \tau_{a_torção} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (2)$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[K_{f_flexão} \sigma_{m_flexão} + K_{f_axial} \sigma_{m_axial} \right]^2 + 3 \left[K_{fs_torção} \tau_{m_torção} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (3)$$

$$n = \left(\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \right)^{-1} \quad (4)$$

Note nas expressões (2) e (3) todas as tensões, tanto normais quanto cisalhantes, são nominais e precisam ser multiplicadas pelos respectivos fatores de concentração de tensões de fadiga K_f .

O fluxograma da Fig. 4 mostra a sequência necessária para calcular o dano a fadiga utilizando o modelo 2. Note que este modelo mostra uma proposta de utilizar toda a complexidade do carregamento real.

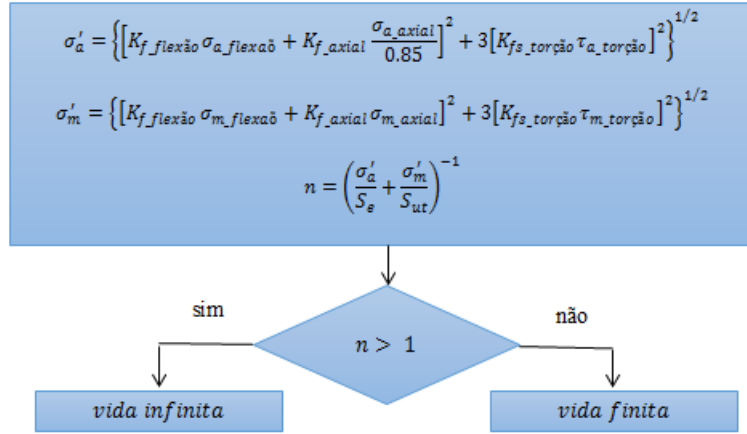


Figura 4. Fluxograma das etapas de cálculo do modelo de fadiga uniaxial adaptado.

Note que as tensões de cisalhamento transversal não fazem parte das equações (2) e (3), pois o *drillpipe* pode ser certamente considerado uma “viga” muito longa, onde estes efeitos poderiam ser desprezados.

2.3. Modelo 3 – Fadiga Multiaxial por Sines

O modelo 3, de fadiga multiaxial proporcional de Sines, Castro (2009), pode ser entendido como uma generalização do modelo de fadiga uniaxial adaptado. Para utilizar esse modelo é necessário calcular a tensão de cisalhamento octaédrica de Von Mises $\Delta\tau_{oct}$ e a componente hidrostática das tensões médias σ_h conforme as equações (5) e (6).

$$\Delta\tau_{oct} = \frac{1}{3} \sqrt{(\Delta\sigma_x - \Delta\sigma_y)^2 + (\Delta\sigma_y - \Delta\sigma_z)^2 + (\Delta\sigma_z - \Delta\sigma_x)^2 + 6(\Delta\tau_{xy}^2 + \Delta\tau_{yz}^2 + \Delta\tau_{zx}^2)} \quad (5)$$

$$\sigma_h = \sigma_x^m + \sigma_y^m + \sigma_z^m \quad (6)$$

Uma vez calculada equações (5) e (6) pode-se aplicar a equação de Sines, conforme a equação (7).

$$\frac{\Delta\tau_{oct}}{2} + \alpha_{sines}(3\sigma_h) < \beta_{sines} \quad (7)$$

Onde α_{sines} e β_{sines} são constantes ajustáveis de cada material e podem ser calculadas a partir das equações (8.a) e (8.b) respectivamente.

$$\alpha_{sines} = \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{S_e}{S_{e-p}} - 1 \right) \quad \beta_{sines} = \frac{2}{\sqrt{3}} (S_e) \quad (8)$$

Note que para a utilização deste modelo há necessidade da determinação, adicional, do limite de fadiga para carregamento pulsativo S_{e-p} , onde as tensões médias são iguais às tensões alternadas. Δ é a representação de faixa de variação, por exemplo, $\Delta\sigma_x = \sigma_{x_max} - \sigma_{x_min}$. Quando uma peça satisfizer a condição mostrada na equação (7), ela terá vida infinita à fadiga segundo critério de Sines. O fluxograma da Fig. 5 mostra a sequência necessária para calcular o dano a fadiga utilizando o modelo 3.

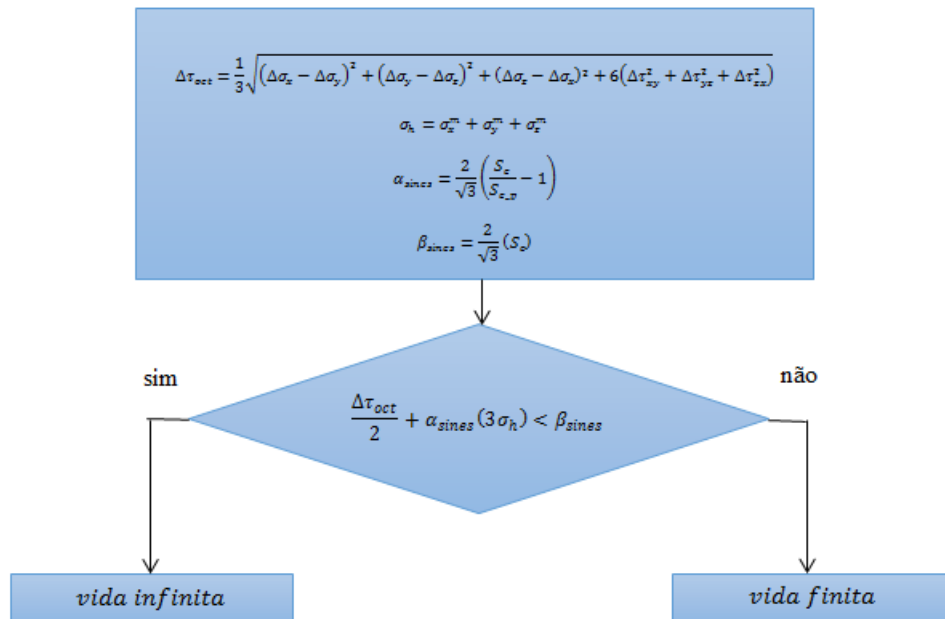


Figura 5. Fluxograma das etapas de cálculo do modelo de fadiga multiaxial por Sines.

A seguir serão apresentados os resultados da aplicação destes três modelos distintos de cálculo de fadiga.

3. APLICAÇÃO E RESULTADOS

O DP utilizado no desenvolvimento do modelo tem diâmetro de 5,5", e fabricado em aço grau S135 na condição premium, que significa que o mesmo pode ter uma redução da espessura de até 20% e se manter inteiro. Na realidade da maioria dos tubos utilizados em perfuração, possuem 1000 MPa de limite de resistência, 931 MPa de limite de escoamento, 26,98 lb/ft de peso linear, 5,356" de diâmetro externo e 4,778" de diâmetro interno. Considerando o fator de concentração de tensões de fadiga K_f para cada tipo de carregamento O problema trata da análise de desempenho à fadiga no *upset* de um DP situado a 2500 m de profundidade.

A Fig. 6 mostra parâmetros reais da operação de perfuração que foram utilizados para a aplicação dos modelos, onde é possível definir a variação dos parâmetros de operação: o torque da coluna, a rotação utilizados na operação e o peso sobre a broca.

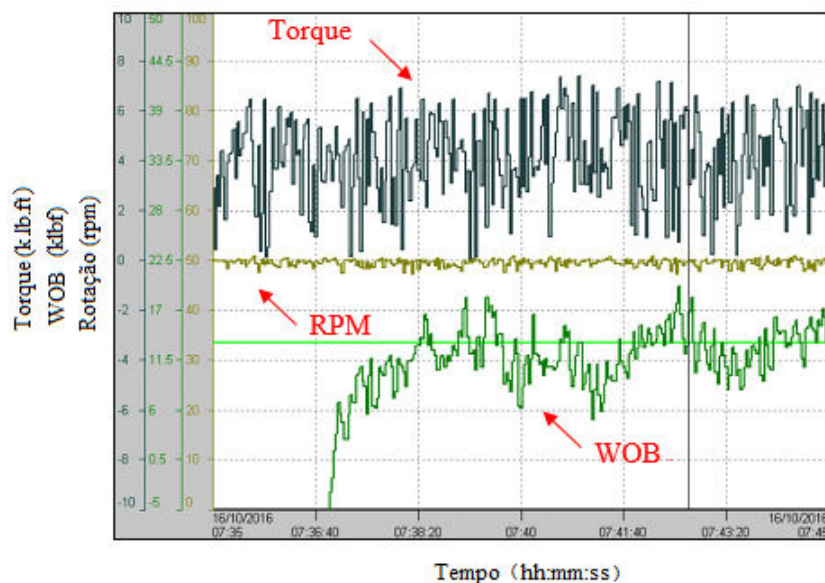


Figura 6. Parâmetros de operação utilizados para a geração do carregamento dos modelos.

Na Fig. 6 o torque, representado em verde escuro, apresenta uma variação entre 0,5 e 6 klb.ft. A variação do torque é muito influenciada pelo atrito de contato da coluna de perfuração com a parede do poço e pela limpeza do poço, os

cascalhos desprendidos da parede do poço resultantes da perfuração quando não bombeados com eficiência para a superfície fazem com que o torque aumente. O peso sobre a broca representado em verde claro com a denominação em inglês *weight on bit* (WOB) apresenta uma variação de 0 a 20 klbs. Essa informação influencia no cálculo da tensão axial da coluna. A variação do peso sobre a broca é influenciada pela dureza da formação e pela habilidade do operador de lidar com o equipamento. Quando o peso sobre a broca for nulo, a tração no DP e a tensão axial serão máximas, quando o peso sobre a broca for 20 klbf, a tração no DP será subtraída de 20 klbf e a tensão axial será mínima. A rotação da coluna (rpm) representada em amarelo se mantém praticamente constante, em torno de 50 rpm.

Para comparar o desempenho entre os modelos de cálculo de fadiga utilizou-se parâmetros reais da perfuração de um poço de petróleo com 4.080 m de comprimento, preenchido com fluido de perfuração com densidade de 9 ppg. Para simular um poço direcional, os cálculos foram realizados para a profundidade de 2.500 m, onde um dogleg foi considerando nessa profundidade. A taxa de inclinação do poço também denominada “*dogleg severity*” foi escolhido de 6°/100 ft.

Para calcular as tensões normais e cisalhantes nominais, foram utilizadas as equações clássicas de resistência dos materiais, mostradas a seguir.

$$\sigma_{axial} = \frac{P}{A} \quad (9)$$

Onde P , é a carga axial e A é a área da seção transversal do DP.

$$\tau_{torção} = \frac{T \cdot OD/2}{J} \quad (10)$$

Onde T é o torque aplicado na coluna, OD é o diâmetro externo do DP e J é o momento polar de inércia do DP.

A Tensão de flexão no DP em um *dogleg* é calculada a partir da equação desenvolvida por Lubinski, mostrada em Vaisberg (2002), conforme equação (11).

$$\sigma_{flexão} = \frac{E \cdot C_o \cdot OD}{2} \quad (11)$$

Onde E é o módulo de elasticidade do aço e C_o é a curvatura da coluna no *dogleg* DP, que pode ser obtida através da equação (12), Vaisberg (2002).

$$C_o = \frac{c \cdot (KL)}{\tanh(KL)} \quad (12)$$

Onde c é a taxa de inclinação do poço ou *dogleg severity*, L é a metade do comprimento de um DP e K pode ser obtido através da equação (13).

$$K = \sqrt{\frac{P}{E \cdot I}} \quad (13)$$

O limite de Fadiga S_e , foi calculado segundo a equação de Marin, conforme equação (14).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (14)$$

Onde o fator de modificação de acabamento superficial, k_a , foi utilizado considerando que o acabamento superficial usinado ou laminado a frio; o fator de modificação de tamanho, k_b , foi calculado considerando o diâmetro externo do DP; o fator de modificação de carregamento, k_c , foi adotado para flexão e igual a um, conforme orientação de Budynas *et al* (2015) para carregamento combinado; o fator de temperatura, k_d , foi suposto igual a 1; o fator de confiabilidade, k_e , foi suposto igual a 1; o fator outros, k_f , foi suposto igual a 1 e o S'_e foi considerado ser igual a metade do S_{ut} . O S_e gerado neste problema proposto foi de 252 MPa.

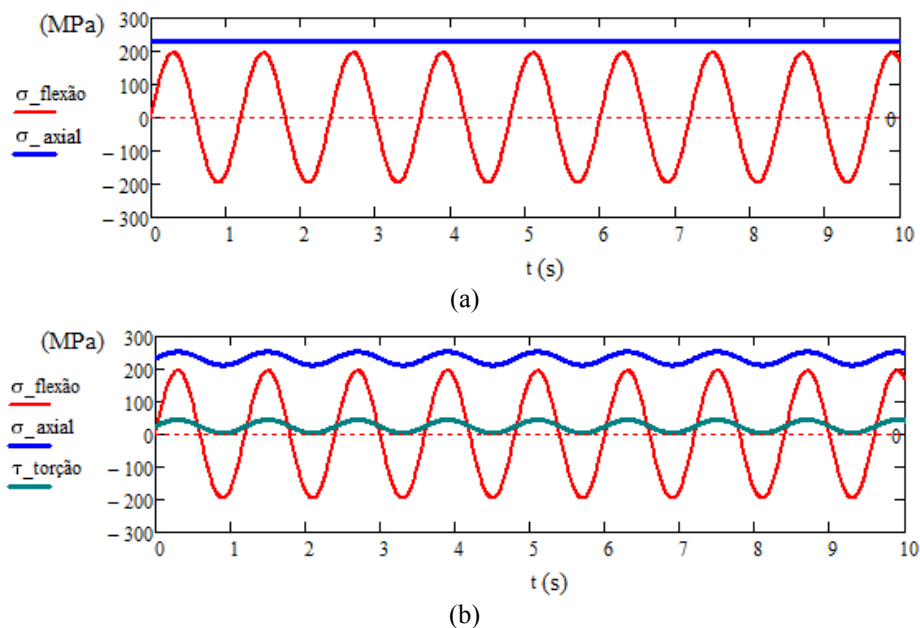
Os fatores de concentração de tensão a fadiga K_f , que multiplicam as tensões nominais calculadas pelas equações de 9-14, foram calculados a partir dos valores dos fatores de concentração de tensão K_t para cada carregamento na região do *upset* no DP. Grondin *et al.* (1994) relatam em seu trabalho que a partir de simulações de elementos finitos o K_t para a região do *upset*, do tipo interno/externo, foi de 1,17 para carregamento axial e 1,10 para carregamento de flexão pura. Para carregamentos de torção o K_t é muito pequeno, o mesmo sendo desprezado, Zamani *et al.* (2016).

A tabela 1 mostra um resumo das tensões geradas pela aplicação das equações de 9-14, incluindo os respectivos K_f , ao problema proposto neste artigo.

Tabela 1. Tensões calculadas no DP a partir dos parâmetros de operação.

Carregamento	Tensão mínima (MPa)	Tensão máxima (MPa)	Tensão alternada (MPa)	Tensão média (MPa)
Axial (tração)	212	252	20	232
Torque	4	44	20	24
Flexão	-181	181	181	0

As tensões resultantes geradas pela aplicação das equações de 9-14, incluindo os respectivos K_f , ao problema proposto neste artigo, utilizadas no modelo 1 são mostradas na Fig. 7.a e utilizadas nos modelos 2 e 3 são mostradas na Fig. 7.b.

**Figura 7. Tensões utilizadas nos modelos: (a) modelo 1 e (b) modelos 2 e 3.**

Considerando o modelo 1, de fadiga uniaxial usual, foi considerado tensão axial média, tensão de flexão alternada e torção nula (vide Fig.7.a), após os cálculos, feitos no Mathcad, verificou-se que o DP apresentou vida infinita. O Modelo 2, de fadiga uniaxial adaptado, foi considerado tensão axial alternada e média, tensão de flexão totalmente alternada e torção alternada e média. (vide Fig.7.b) Após os cálculos verificou-se que o DP apresentou vida finita. O Modelo 3, de fadiga multiaxial, por Sines, foi considerado a mesma combinação de tensões de entrada que o modelo 2 (vide Fig.7.b). Após os cálculos verificou-se que o DP apresentou vida finita. A tabela 2 mostra um resumo dos resultados para os três modelos em questão

Tabela 2. Comparação entre os três modelos para calcular a vida a fadiga.

Modelo	Vida	Coefficiente de Segurança (n)
Modelo 1	Infinita	1,07
Modelo 2	Finita	0,97
Modelo 3	Finita	0,95

4. DISCUSSÃO

Para o problema proposto neste trabalho verifica-se a variação de resposta de fadiga entre os três modelos. O modelo 1, com limitações na consideração dos carregamentos utilizáveis, apresentou vida infinita. O modelo 2 que considerou todos os carregamentos, apresentou vida finita. Já o modelo 3, utilizando a teoria da fadiga multiaxial, utilizando os mesmos carregamentos que o modelo 2, resultou também em vida finita. Ao utilizar o carregamento alternado de um só tipo, neste caso flexão, pode-se dizer que o modelo 1 limitou a descrição completa do carregamento do DP, sendo este o motivo provável do desempenho discrepante em relação aos outros dois modelos, que consideraram todos os carregamentos, alternados ou não. Não obstante boa parte das empresas de perfuração que atuam no Brasil e no mundo têm utilizado os conceitos de fadiga uniaxial, conforme o modelo 1, que, como visto neste problema, pode levar a um cálculo não conservativo. Portanto, a utilização de modelos baseados em fadiga multiaxial, de melhor descrição dos carregamentos reais, tendem a ser adotados para o cálculo a fadiga de estruturas reais. Finalmente, independente do modelo de fadiga a ser adotado, a inspeção periódica dos DP é mandatória, descartando aqueles que apresentarem trincas passantes ou não, além de descartarem os DP que já atingiram um determinado número de horas de operação.

5. REFERÊNCIAS

- API RP 7G, Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits, 16th Edition, 1998, . Washington, DC American Petroleum Institute (API).
- Budynas, R.G. and Nisbett, J.K. Shigley's Mechanical Engineering Design, 10th Edition, Mc Graw Hill Education, 2015.
- Castro, J.T.P. and Meggiolaro, M.A. Fadiga- Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço- Volume I – Iniciação de Trincas, Amazon Books, 2009.
- Dale, B.A. An Experimental Investigation of Fatigue-Crack Growth in Drillstring Tubulars. SPE Drilling Engineering, In: Conference: Society of Petroleum Engineers annual technical conference and exhibition, 1986, New Orleans, LA, USA.
- Goudin, G.Y. and Kulak, G.L. Fatigue Testing of Drillpipe. Journal of the Society of Petroleum Engineers, 9, (2), pp. 95-102, June 01, 1994, DOI: 10.2118/24224-PA
- Joosten, M., Ferguson, R.A. and Shute, J. New Study Shows How to Predict Accumulated Drillpipe Fatigue. World Oil, v. 201, pp. 5, 1985.
- Vaisberg, O., Vincke, O., Perrin, G., Sarda, J.P. and Fay, J.B. Fatigue of Drillstring: State of the Art. Oil & Gas Science and Technology, v. 57, n. 1, pp. 7-37, 2002.
- Zamani, S.M., Hassanzadeh-Tabrizi, S.A. and Sharifi, H. Failure analysis of drill pipe: A review. Engineering Failure Analysis, v. 59, pp. 605-623, 2016.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

COMPARATIVE STUDY ON DRILL PIPE'S FATIGUE PROJECT

A.L. Medeiros, armando.ladeira@hotmail.com¹

P.P. Kenedi, paulo.kenedi@cefet-rj.br¹

¹ Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais – PPEMM - CEFET/RJ – Av. Maracanã, 229, RJ, Brasil.

Resumo: *Fatigue is the major cause of failures of drilli, causing considerable losses of time and money. In drilling an oil well, the drill string is subjected to complex loads that vary over time. This study aims to compare the results of three fatigue models to evaluate the damage in drillpipes when they are subjected to a drilling operation. It was used the usual uniaxial fatigue model, the adapted uniaxial fatigue model and the multiaxial fatigue model proposed by Sines. Using real parameters of an oil well drilling operation, the uniaxial fatigue model resulted infinite life, the adapted uniaxial fatigue model and multiaxial fatigue model proposed by Sines resulted finite lives. The results showed that the use of the simpler model to evaluate the fatigue damage in drillpipes can generate potentially nonconservative results.*

Keywords: *Fatigue, Multiaxial Fatigue, Drill String, Drill Pipe.*